



**TUGAS AKHIR - TM 091585**

**SIMULASI GATECYCLE PENGARUH *OFF SERVICE HIGH PREESURE HEATER* TERHADAP PERFORMA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP 200 MW PT.PJB GRESIK**

**AKBAR KURNIA  
NRP 2109 100 105**

**Dosen Pembimbing  
Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2015**



*FINAL PROJECT - TM 091486*

***GATECYCLE SIMULATION OF THE EFFECT  
OF OFF SERVICE HIGH PRESSURE HEATER  
TO PERFORMANCE OF 200 MW STEAM  
POWER PLANT PT. PJB GRESIK***

**AKBAR KURNIA  
NRP 2109 100 105**

*Supervisor*  
**Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng**

*Mechanical Engineering Departement  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2015*

**SIMULASI GATECYCLE PENGARUH OFF SERVICE  
HIGH PRESSURE HEATER TERHADAP PERFORMA  
PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP 200 MW  
PT. PJB GRESIK**

**TUGAS AKHIR**

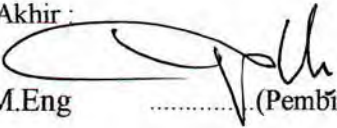
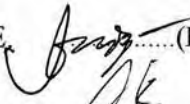
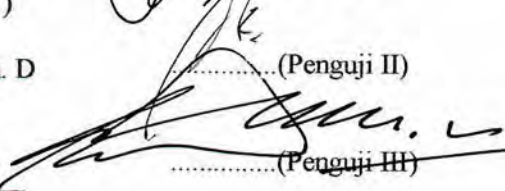
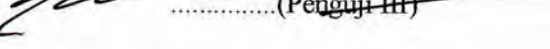
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Jurusan S-1 Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh November

Oleh :

**AKBAR KURNIA**

NRP. 2109 100 105

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng ..... (Pembimbing)  
(NIP. 196505051990031005) 
2. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME ..... (Penguji I)  
(NIP. 195312191981031001) 
3. Ary Bachtiar K.P, ST. MT. Ph. D ..... (Penguji II)  
(NIP . 197105241997021001) 
4. Ir. Kadarisman ..... (Penguji III)  
(NIP . 194901091974121001) 

**SURABAYA,  
Januari 2015**

# **SIMULASI GATECYCLE PENGARUH *OFF SERVICE HIGH PRESSURE HEATER* TERHADAP PERFORMA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP 200 MW PT. PJB GRESIK**

**Nama Mahasiswa : Akbar Kurnia**  
**NRP : 2109 100 105**  
**Jurusan : Teknik Mesin, FTI**  
**Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng**

## ***Abstrak***

*Salah satu jenis pembangkit yang banyak di gunakan adalah pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) yang bekerja dengan siklus rankine. Salah satu cara meningkatkan efisiensi sebuah PLTU dengan menambahkan feedwater heater yang berjenis high pressure heater (HPH). HPH berfungsi meningkatkan temperatur air yang akan dipanaskan di dalam boiler, sehingga pemasukkan bahan bakar lebih sedikit dibandingkan tanpa HPH. Namun dalam kondisi aktual, HPH sering menghadapi masalah sehingga dilakukan perbaikan yang mengharuskan HPH off service. Diperlukan studi lebih lanjut untuk mengetahui pengaruh off service HPH terhadap performa pembangkit.*

*Penelitian ini memvariasikan off service HPH menggunakan analisa termodinamika dengan bantuan software Gatecycle. Semua perhitungan menggunakan parameter input tekanan dan temperature uap yang sama pada boiler dengan memvariasikan jumlah laju bahan bakar. Berdasarkan Piping and Instrumentation Diagram (PID) dan data properties dari PT. PJB Gresik, permodelan dilakukan di dalam Gatecycle sehingga dapat dilakukan pemvariasian sebanyak tujuh variasi off service HPH.*

*Hasil penelitian yang didapatkan adalah pengaruh komposisi off service HPH terhadap pembangkit berupa efisiensi*

*boiler, daya pembangkit, heat rate, dan efisiensi pembangkit. Semakin banyak jumlah HPH dalam kondisi off service, semakin tinggi efisiensi boiler, namun semakin rendah efisiensi pembangkit. HPH yang paling berdampak buruk terhadap efisiensi pembangkit ketika dalam kondisi off service adalah HPH kedua.*

***Kata kunci : off service, high pressure heater, performa pembangkit, software gatercycle.***

**GATECYCLE SIMULATION OF THE EFFECT OF OFF  
SERVICE HIGH PRESSURE HEATER TO  
PERFORMANCE 200 MW STEAM POWER PLANT  
PT. PJB GRESIK**

**Name** : Akbar Kurnia  
**NRP** : 2109 100 105  
**Department** : Mechanical Engineering, FTI  
**Supervisor** : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

***Abstract***

*Type of plant that commonly used is steam power plant which works with rankine cycle. How to improve efficiency of a power plant by adding a feedwater heater manifold high pressure heater (HPH). HPH works to increase temperature of water to be heated in the boiler, so use of fuel is less than without HPH. However, in actual conditions, HPH often face problems that do repairs that require off service of HPH. Needed to research the effect off service HPH to power plant performance.*

*This research varying off service HPH using thermodynamic analysis with simulation of Gatecycle software. All calculations using the input parameters of pressure and temperature at the same steam boiler by varying the amount of the rate of fuel. Based from Piping and Instrumentation Diagram (PID) and data properties of PT. PJB Gresik, modeling Gatecycle with varying seven variations off service HPH.*

*Research results obtained the effect of the composition of off service HPH to boiler efficiency, power generation, heat rate, and power efficiency. Increasing the number of HPH in conditions off service, will increase efficiency of boiler, but decrease efficiency of power plant. HPH most adverse impact on plant efficiency when off service is second HPH.*

***Keyword : off service, high pressure heater, performance of steam power plant, gatercycle software.***

(halaman ini sengaja dikosongkan)

## KATA PENGANTAR

ميجر لان محرز الله امسبلا

Puji syukur Penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang atas karunia-Nya sehingga dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “Simulasi Gatecycle Pengaruh *Off Service High Pressure Heater* Terhadap Performa Pembangkit Listrik Tenaga Uap 200 MW PT. PJB Gresik”. Penulis menyadari bahwa keberhasilan dalam penyelesaian tugas akhir ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak, untuk itu pada kesempatan ini penulis mengucapkan banyak terima kasih dan penghargaan yang setinggi-tingginya kepada :

1. Bapak **Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng** selaku dosen pembimbing yang dengan sabar dan tidak henti-hentinya memberikan arahan, dukungan, motivasi, pengalaman hidup dan ilmu yang tak ternilai harganya sehingga Penulis mampu menyelesaikan tugas akhir ini. Tanpa kesabaran Bapak Penulis yakin tugas akhir ini tidak akan selesai pada waktu yang tepat.
2. Bapak **Dr. Ir Budi Utomo Kukuh Widodo M.E** dan **Ary Bachtiar K.P., ST., MT., Ph.D** selaku dosen penguji seminar proposal tugas akhir maupun sidang tugas akhir serta Bapak **Ir Kadarisman** selaku dosen penguji sidang tugas akhir atas semua kritik, saran dan masukan demi serta sempat meluangkan banyak waktunya bagi penulis sehingga penulisan tugas akhir ini bisa lebih baik.
3. Orang tua Penulis Ayahanda **M. Fadlun** dan Ibunda **Emi Kusminarni** yang karena kesabaran dan ketelatenan dalam membimbing hingga sekarang. *Allahummaghfirlii dzunubii waa liwaa lida'iyya warhamhumaa kamaa robbayaanii shoghiroo.*
4. Bapak **Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc.E.** selaku dosen wali penulis selama di Teknik Mesin FTI-ITS, yang karena



jasanya penulis bisa mengejar ketertinggalan penulis dalam bidang akademik.

5. Seluruh **dosen** dan karyawan jurusan Teknik Mesin ITS
6. **Angkatan M52** Teknik Mesin ITS selaku teman seperjuangan penulis, beserta seluruh **panitia POROS 2009**, terima kasih buat *personal character* yang kalian berikan.
7. **LASKAR PERPAN** yang selalu menemani Penulis saat-saat mengerjakan Tugas Akhir di Laboratorium Negara Api siang hari, malam hari hingga dini hari.
8. **Daniel Botel, Eka Arisma, Yusuf Ucup, dan David Manggara** teman sebimbingan tugas akhir dengan mereka penulis banyak berbagi ilmu dalam tugas akhir ini.
9. **Teman Kontrakan** mulai dari **Danang Midun, Irfan Cak Gun, Dwi Ucep, Adam, Aris Cicir** sampai orang-orang yang sering singgah, rumah itu selalu jadi tempat persinggahan terbaik untuk istirahat.
10. **Tria Anjarwati** yang tak pernah berhenti memberi semangat dan selalu jadi motivasi tersendiri bagi Penulis.
11. **Rekan-Rekan Panitia POROS 2010, 2011, dan 2012** dari kalian Penulis belajar ikhlas melakukan sesuatu untuk orang lain.
12. Tidak lupa, semua pihak yang telah banyak membantu dalam pengerjaan tugas akhir ini yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan. Penulis mengharapkan kritik serta saran yang membangun untuk perbaikan di masa mendatang. Akhir kata semoga tugas akhir ini dapat bermanfaat.

Surabaya, Januari 2015

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b> .....	i
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b> .....	iii
<b>ABSTRAK</b> .....	v
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	ix
<b>DAFTAR ISI</b> .....	xi
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	xiii
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xviii
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah .....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan Penelitian .....	2
1.5 Manfaat Penulisan.....	3
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b>	
2.1 Peralatan-Peralatan Pembangkit Tenaga Uap Sederhana.....	5
2.1.1 <i>Boiler</i> .....	5
2.1.2 Turbin.....	7
2.1.3 Kondensor .....	8
2.1.4 Pompa .....	8
2.1.5 <i>Feed water heaters</i> .....	9
2.1.6 <i>Dearator</i> .....	12
2.2 Analisa Termodinamika .....	14
2.2.1 Siklus Rankine.....	15
2.2.2 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor.....	16
2.2.3 Analisa <i>Open Feedwater Heater</i> .....	18
2.2.4 Analisa <i>Closed Feedwater Heater</i> .....	18
2.3 Perhitungan Fraksi Massa.....	19
2.3.1 Perhitungan Efisiensi Siklus.....	21
2.3.2 Perhitungan Laju Kalor ( <i>Heat Rate</i> ).....	21
2.4 Metode Perhitungan ASME PTC.....	21
2.5 Penelitian Terdahulu.....	23
<b>BAB III METODOLOGI</b>	

3.1	Gatecycle.....	29
3.2	Pemodelan Pembangkit pada Gatecycle untuk Kondisi Existing .....	29
3.3	Analisa Termodinamika dan Performa Pembangkit .....	31
3.4	Variasi pada <i>Off Service</i> pada <i>High Pressure Heater</i> ...	32
3.5	<i>Flowchart</i> Penelitian .....	35

#### **BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN**

4.1	Data dan Model Pembangkit PT. PJB Gresik Unit Tiga .....	35
4.2	Membangun Permodelan Awal Berdasarkan PID Pembangkit PT. PJB Gresik Unit 3 .....	38
4.3	Membandingkan Hasil dari Gatecycle dengan Perhitungan Termodinamika pada Kondisi Awal Eksisting PT. PJB Gresik Unit 3 .....	40
4.4	Analisa PLTU PT.PJB Gresik Unit 3 Setelah Dilakukan Pemvariasian .....	44
4.4.1	Analisa Pengaruh <i>Off Service High Pressure Heater</i> Terhadap Daya Pembangkit .....	47
4.4.2	Analisa Pengaruh <i>Off Service High Pressure Heater</i> Terhadap Bahan Bakar.....	50
4.4.3	Analisa Pengaruh <i>Off Service High Pressure Heater</i> Terhadap Efisiensi Boiler.....	53
4.4.4	Analisa Pengaruh <i>Off Service High Pressure Heater</i> Terhadap <i>Heat Rate</i> .....	55
4.4.5	Analisa Pengaruh <i>Off Service High Pressure Heater</i> Terhadap Efisiensi Pembangkit.....	58

#### **BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**

5.1	Kesimpulan .....	61
5.2	Saran .....	61
DAFTAR PUSTAKA.....		63

## DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Variasi <i>Off Service</i> pada <i>High Pressure Heater</i> .....	33
Tabel 4.1	Data Spesifikasi Bahan Bakar .....	35
Tabel 4.2	Data Propertis Kondisi Eksisting.....	41
Tabel 4.3	Variasi <i>Off Service</i> pada <i>High Pressure Heater</i> .....	44

(halaman ini sengaja dikosongin)

## BIODATA PENULIS



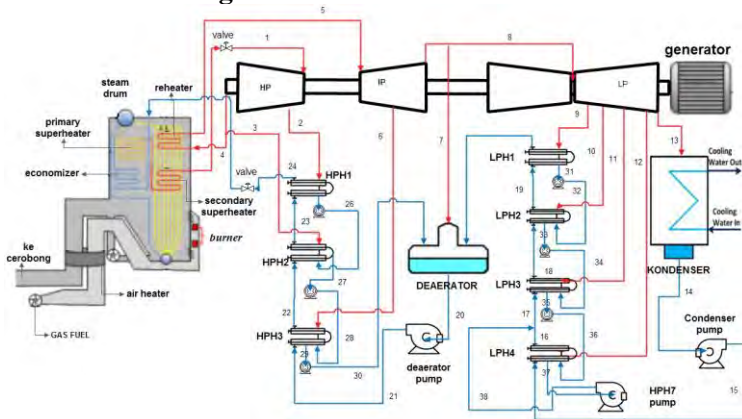
Akbar Kurnia, anak pertama bagi orangtuanya, lahir di Jember 15 Juni 1991. Anak pertama dari pasangan M. Fadlun dan Emi Kusminarni ini sudah mengenyam pendidikan dari TK Dharma Wanita Arjasa sehingga tahun 1997 masuk SDN Arjasa 1 dan lulus pada tahun 2003, melanjutkan pendidikannya di SMPN 1 Jember dan SMAN 1 Jember hingga lulus pada tahun 2009. Kemudian

penulis merantau hingga Surabaya dengan status sebagai mahasiswa Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya angkatan 2009 (M-52).

Selama kuliah penulis aktif dalam dunia kemahasiswaan. Menjabat sebagai anggota Himpunan Mahasiswa Mesin selama dua tahun. Dua kali menjadi Steering Committee Pembekalan Orientasi dan Sosialisasi. Penulis juga menjadi asisten lab dan pernah dipercaya sebagai kordinator laboratorium perpindahan panas. Selain itu banyak pula pelatihan dan kegiatan yang diikuti penulis selama menjadi mahasiswa, baik internal maupun eksternal kampus.

# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang



**Gambar 1.1** Skema *Boiler* PLTU Gresik Unit Tiga

Siklus rankine merupakan siklus ideal untuk menjelaskan proses turbin uap. Sebuah turbin uap terdiri dari beberapa komponen yang mempunyai masing-masing fungsi. *Feedwater heater* berguna untuk menaikkan temperatur air yang akan di panaskan di dalam *boiler*, sehingga konsumsi bahan bakar yang digunakan berkurang. Sumber energi *feedwater heater* berasal dari hasil ekstraksi turbin uap, dimana pengekstarksiannya dapat menurunkan daya yang dihasilkan oleh turbin.

Sebuah turbin uap dapat ditambahkan beberapa *feedwater heater*. Namun, dalam kondisi aktual *feedwater heater* sering menghadapi masalah sehingga harus dilakukan perbaikan, yang mengharuskan *feedwater heater* dalam kondisi *off service*. Hal ini diperlukan studi lebih lanjut untuk mengetahui pengaruh *off service feedwater heater* terhadap performa pembangkit.

Salah satu produsen listrik yang menggunakan jenis pembangkit listrik tenaga uap adalah PT PJB Gresik. Di PT PJB Gresik sebenarnya terdapat tiga jenis pembangkit listrik yaitu

PLTGU (Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap), PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap), dan PLTG (Pembangkit Listrik Tenaga Gas). Pada tugas akhir ini yang ditinjau adalah pada bagian PLTU khususnya unit pembangkit tiga pada PT PJB Gresik. Pada unit pembangkit tiga, berdasarkan tekanan operasinya terdapat dua jenis *feedwater heater* yaitu *high pressure heater* dan *low pressure heater*.

## 1.2 Perumusan Masalah

Pembangkit tenaga uap secara umum terdiri dari *boiler*, turbin uap, kondensor dan juga pompa. Efisiensi pembangkit dapat ditingkatkan dengan menambahkan *economizer* pada *boiler*, selain itu dapat dilakukan penambahan *feedwater heater* untuk meningkatkan temperatur air yang akan dipanaskan pada *boiler*. Sumber energi untuk pemanasan *feedwater heater* berasal dari ekstraksi turbin uap. Analisa dalam tugas akhir ini bermaksud mengetahui pengaruh *off service feedwater heater* bagian *high pressure heater* pada pembangkit tenaga uap terhadap performa pembangkit secara keseluruhan.

## 1.3 Batasan Masalah

Beberapa batasan masalah dan asumsi yang ada dalam penelitian ini yaitu:

1. Analisa berdasarkan data operasi PLTU PT PJB Gresik unit pembangkit tiga.
2. Kondisi operasi adalah tunak.
3. Efek energi kinetik dan potensial diabaikan.
4. Perhitungan dilakukan dengan menggunakan analisa termodinamika, perpindahan panas, standar ASME PTC 6-2004 dan perhitungan yang bersumber dari jurnal internasional.

## 1.4 Tujuan Penelitian

Terkait dengan latar belakang dan rumusan masalah di atas tujuan penelitian ini adalah:



1. Melakukan perbandingan analisa termodinamika dengan hasil *running* Gatecycle terhadap performa pembangkit.
2. Mengetahui pengaruh *off service high pressure heater* terhadap seluruh performa pembangkit.

### **1.5 Manfaat Penelitian**

Adapun manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini adalah :

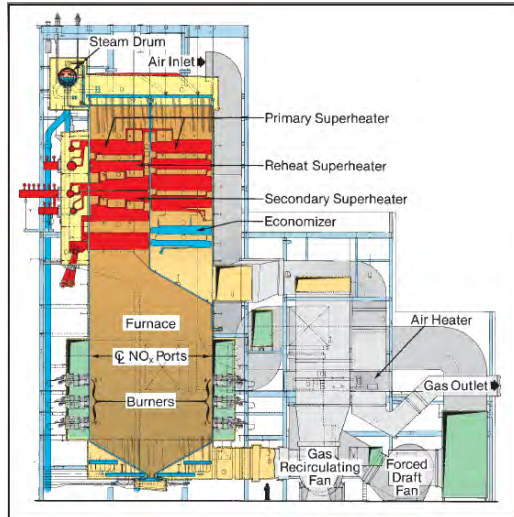
1. Meningkatkan kemampuan analisa termodinamika terhadap sebuah pembangkit.
2. Dapat digunakan sebagai informasi dalam perancangan pembangkit listrik tenaga uap terutama pada bagian *high pressure heater*.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Peralatan-Peralatan Pembangkit Tenaga Uap

#### 2.1.1 *Boiler*



**Gambar 2.1** Komponen *Boiler*

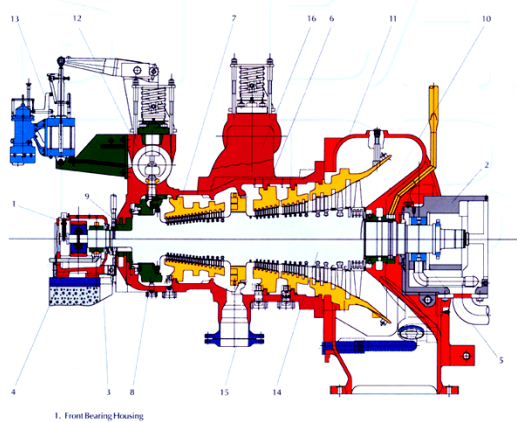
*Boiler* adalah suatu peralatan yang berfungsi mengubah air menjadi uap yang biasanya terdapat pada suatu perangkat pembangkit. *Boiler* mempunyai susunan komponen-komponen yaitu *furnance*, *steam drum*, *superheater*, *reheater*, *air heater* dan *economizer*. Di dalam *boiler* terdapat pipa-pipa yang berisi air yang pada bagian dasar terdapat *furnance* sehingga menghasilkan panas. Panas inilah digunakan untuk menguapkan air yang berada dalam pipa-pipa tersebut. Uap yang dihasilkan *boiler* adalah uap superheat dengan tekanan dan temperatur yang tinggi. Selanjutnya uap ini akan menggerakkan sudu-sudu turbin. Gambar 2.1 menunjukkan komponen-komponen dalam *boiler*.

Energi kalor yang dibangkitkan dalam sistem *boiler* memiliki nilai tekanan, temperatur, dan laju aliran yang

menentukan pemanfaatan *steam* yang akan digunakan. Posisi dari komponen-komponen dari *boiler* ditunjukkan pada gambar 2.1 dan secara umum fungsi dari tiap komponen adalah sebagai berikut:

- *Furnace* : Komponen ini merupakan tempat pembakaran bahan bakar. Beberapa bagian dari *furnace* diantaranya *burner*, *windbox*, dan *exhaust for flue gas*.
- *Steam Drum* : Komponen ini merupakan tempat penampungan air panas dan *steam* yang telah dibangkitkan. *Steam* masih bersifat jenuh (*saturated steam*).
- *Superheater* : Komponen ini merupakan kumpulan pipa *boiler* yang terletak di jalan aliran gas panas hasil pembakaran. Panas dari gas ini dipindahkan ke *saturated steam* yang ada dalam pipa *superheater*, sehingga berubah menjadi *superheated steam*.
- *Reheater* : Komponen ini merupakan sebagai tempat pemanasan ulang *steam* yang telah melalui turbin uap yang telah terlebih dahulu terkondensasikan dan dipanaskan ulang melalui *boiler*. Selanjutnya *steam* ini untuk memutar *low pressure* turbin.
- *Air Heater* : Komponen ini merupakan ruang pemanas yang digunakan untuk memanaskan udara luar yang diserap untuk meminimalisasi udara yang lembab yang akan masuk *windbox* selanjutnya digunakan untuk pembakaran. Udara luar ini dipanaskan dengan sisa hasil panas (*flue gas*) yang dihasilkan pembakaran di *furnace*.
- *Economizer* : Komponen ini merupakan ruang pemanas yang digunakan untuk memanaskan air dan air yang terkondensasi dari sistem sebelumnya, maupun air umpan baru.

### 2.1.2 Turbin



**Gambar 2.2** Penampang Samping Turbin Uap

Turbin uap merupakan suatu penggerak mula yang merubah energi potensial uap menjadi energi kinetik dan selanjutnya menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros turbin. Poros turbin, langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi, dihubungkan dengan mekanisme yang akan digerakkan. Tergantung pada jenis mekanisme yang digunakan, turbin uap dapat digunakan pada berbagai bidang seperti pada bidang industri, untuk pembangkit listrik dan pada bidang transportasi. Pada proses perubahan energi potensial menjadi energi mekanisnya yaitu dalam bentuk putaran poros dilakukan dengan berbagai cara.

Pada dasarnya turbin terdiri dari dua bagian utama, yaitu stator dan rotor yang merupakan komponen utama pada turbin kemudian di tambah komponen lainnya yang meliputi pendukungnya, seperti bantalan, kopling dan sistem bantu lainnya agar kerja turbin dapat lebih baik. Sebuah turbin uap memanfaatkan energi kinetik air yang bertambah akibat penambahan energi termal.

Turbin utamanya berfungsi untuk mengubah energi panas yang terkandung dalam uap menjadi energi mekanik dalam

bentuk putaran. Uap dengan tekanan dan temperatur yang tinggi mengalir melalui *nozzle* sehingga kecepatannya naik dan mengarah dengan tepat untuk mendorong sudu-sudu turbin yang dipasang pada poros. Akibatnya poros turbin bergerak menghasilkan putaran (energi mekanik). Selanjutnya, putaran turbin akan memutar generator yang nantinya akan menghasilkan listrik.

Macam-macam turbin yang digunakan dibedakan berdasarkan tekanannya:

- a) Turbin tekanan rendah
- b) Turbin tekanan sedang
- c) Turbin tekanan tinggi

### 2.1.3 Kondensor

Kondensor adalah alat untuk mengubah uap yang digunakan untuk memutar turbin menjadi air dengan sistem kondensasi. Hasil dari kondensasi ditampung dalam *hotwell* kemudian dipompa ke *boiler* melalui *feedwater heater*. Dalam instalasi ini, kondensor yang digunakan adalah jenis *shell and tube* dimana air dingin yang berasal dari air laut mengalir di dalam *tube* dan uap mengalir di luar *tube*.

### 2.1.4 Pompa

Pompa merupakan peralatan untuk mengalirkan air dari tekanan rendah ke tekanan tinggi. Pompa pada pembangkit tenaga uap terdiri dari beragam jenis dan fungsi, salah satunya adalah *boiler feed pump*. *Boiler feed pump* menjadi bagian tidak terpisahkan dari sebuah pembangkit tenaga uap, dimana pompa ini memiliki fungsi untuk mensuplai air dalam proses pembakaran di dalam *boiler*. Air yang dimaksud merupakan hasil penyubliman uap keluaran dari kondensor, untuk mengalirkan air dalam kondisi uap dibutuhkan energi yang lebih besar dibandingkan dalam kondisi cair.

Pompa yang banyak di gunakan di PLTU adalah :

- *Condensate pump* adalah sebuah pompa yang berfungsi untuk memompa air pengisi dari *hot well* (penampung air kondensor) ke deaerator.
- *Boiler feed pump* adalah pompa bertekanan tinggi yang berfungsi untuk memompa air dari *deaerator* ke *boiler*.

### 2.1.5 *Feedwater Heater*

*Feedwater heater* merupakan suatu peralatan yang digunakan pada siklus pembangkit uap *regenerative*. Dengan adanya *feedwater heater* ini, diharapkan ada dua hal yang bisa diraih, yaitu yang pertama untuk meningkatkan temperatur air dari *feedwater* yang mana akan meningkatkan efisiensi keseluruhan. Kedua, yaitu untuk meminimalkan efek termal pada *boiler*. Prinsip kerja dari *feedwater heater* yaitu dengan memanaskan lagi air keluaran kondensor dengan menggunakan ceratan uap dari turbin dan pada instalasi tertentu ditambahkan juga drain dari *feedwater heater* lainnya. Umumnya, *feedwater heater* menggunakan gabungan beberapa pemanas dengan tekanan tertentu sesuai dengan tekanan yang dicerat dari turbin. Jumlah dan tipe dari *feedwater heater* sangat tergantung dari siklus uapnya dan tekanan operasi dari siklusnya.

Pada umumnya, *plant* yang kecil hanya memiliki sedikit unit dari *feedwater heater*. Sedangkan pada pabrik industri besar atau pada pembangkit listrik yang besar, lima sampai tujuh *feedwater heater* merupakan bagian dari desain pabrik atau pembangkit tersebut. *Feedwater heater* dapat diklasifikasikan baik sebagai tipe *closed* dan *open* maupun yang dirancang untuk beroperasi pada tekanan rendah atau tinggi.

*Closed feedwater heater* merupakan *heat exchanger* tipe *shell and tube*. Uap yang dicerat dari turbin akan dikondensasikan pada sisi *shell* sementara *feedwater* (air pengumpan) akan masuk melalui sisi *tube* dan menyerap panas dari uap tadi sehingga akan meningkatkan temperaturnya. Kebanyakan dari *feedwater heater* memiliki *bundle* yang terdiri dari *tube-tube* dalam jumlah

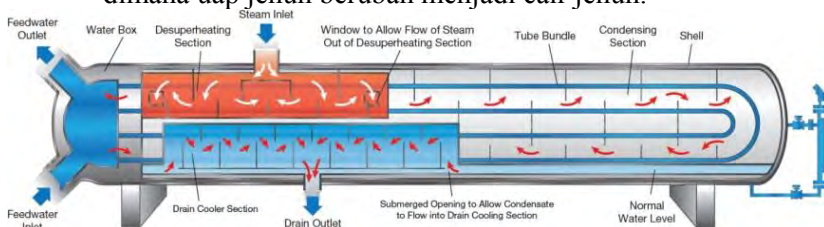
besar yang dibengkokkan dalam bentuk U sehingga *design* seperti ini disebut *U-tube heat exchanger* atau *U-tube feedwater heater*. *Tube-tube* tersebut dapat di-*expand* atau dilas ke *tube sheet* pada salah satu akhir dari *shell*. Sejumlah *baffle* dan piringan pendukung *tube* digunakan untuk mengarahkan aliran, meminimalkan vibrasi *tube*, mengurangi erosi, dan menaikkan perpindahan panas. Untuk *feedwater heater* yang memiliki biaya terendah biasanya memiliki bentuk yang panjang, horizontal, dan didesain untuk dua laluan dengan kecepatan air yang tinggi.

*Design U-tube* seperti di tunjukkan gambar 2.3 merupakan pilihan yang paling disukai untuk penggunaan *feed water heater* pada pembangkit listrik saat ini. Desain seperti ini dapat meminimalkan masalah ekspansi dari *tube* yang terhubung dengan *tube sheet*. Akan tetapi karena bentuknya yang berupa U maka *heat exchanger* jenis ini tidak mudah untuk dibersihkan secara mekanik. Tetapi dengan penggunaan kualitas air yang bagus maka permasalahan ini dapat dikurangi secara signifikan.

*Feedwater heater* beroperasi pada tiga zona operasi.

Ketiga zona tersebut yaitu :

- *Desuperheating zone (DSZ)* : daerah dalam sisi *shell* yang disekat-sekat oleh *baffle*. Pada zona ini terjadi penurunan temperatur uap panas lanjut sampai pada temperatur uap jenuhnya. Pada zona ini tidak terjadi perubahan fasa.
- *Condensing zone (CZ)* : daerah terbesar pada *feedwater heater*. Pada zona ini terjadi proses perubahan fasa dimana uap jenuh berubah menjadi cair jenuh.



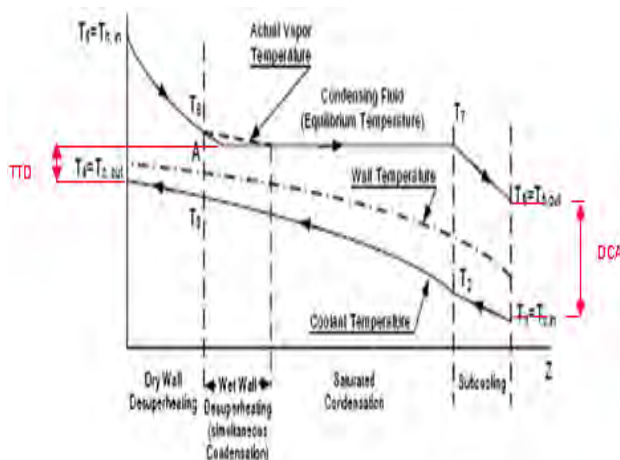
**Gambar 2.3** *Closed Feedwater Heater Tipe U*



- *Subcooling zone* (SCZ) : daerah yang juga disekat-sekat oleh *baffle*. Pada zona ini terjadi penurunan temperatur sampai dibawah temperatur cair jenuh untuk mengurangi potensi kerusakan dan erosi pada pipa dan katup akibat *flashing*. Perubahan fasa tidak terjadi pada zona ini.

TTD pada gambar 2.4 memiliki arti *terminal temperature difference* yang berarti selisih antara temperatur saturasi uap ceratan dan temperatur keluar dari air pengumpan. Sedangkan DCA merupakan singkatan dari *drain cooling temperatur*, yaitu selisih antara temperatur uap ceratan keluar dari pemanas dengan temperatur *feedwater* masuk pemanas. *Subcooling zone* memiliki fungsi sebagai berikut :

- Memanfaatkan energi sisa dari drains.
- Mengurangi *flashing* pada pipa keluaran drains.
- Mencegah *water hammer* pada pipa drains.
- Memanaskan *feedwater* sebelum memasuki *economizer*.

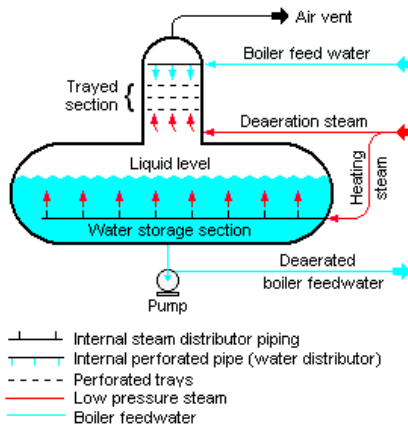


**Gambar 2.4** Ketiga Zona Pada *Feedwater Heater*, *Desuperheating Zone*, *Condensing Zone*, dan *Subcooling Zone*

*Subcooling zone* dilengkapi dengan beberapa alat penunjang, yaitu selubung (shrouding), *drains inlet*, *drains outlet*, *end plate* (SCZ inlet plate), dan *close-off plate* (plate yang memisahkan antara SCZ dan *shell*). Untuk mengurangi efek dari *flashing* dan erosi pada perpipaan dan katup-katup, maka dibuat temperatur keluaran dari *drain* berada pada kondisi *subcooled* dibawah temperatur saturasinya. Level ketinggian dari cairan pada sisi *shell* dikondisikan setinggi mungkin. Hal ini bertujuan agar *tube-tube* pada SCZ selalu terendam oleh cairan pada sisi *shell*.

### 2.1.6 Deaerator

*Deaerator* adalah alat yang berfungsi untuk menghilangkan kandungan oksigen atau gas-gas terlarut lainnya pada air umpan sebelum masuk ke *boiler*. *Deaerator* bekerja berdasarkan sifat oksigen yang kelarutannya pada air akan berkurang dengan adanya kenaikan suhu. *Deaerator* terdiri dari dua drum, drum yang lebih kecil merupakan tempat pemanasan pendahuluan dan pembuangan gas-gas dari air umpan, sedangkan drum yang lebih besar merupakan tempat penampungan air umpan sebelum masuk ke *boiler*.



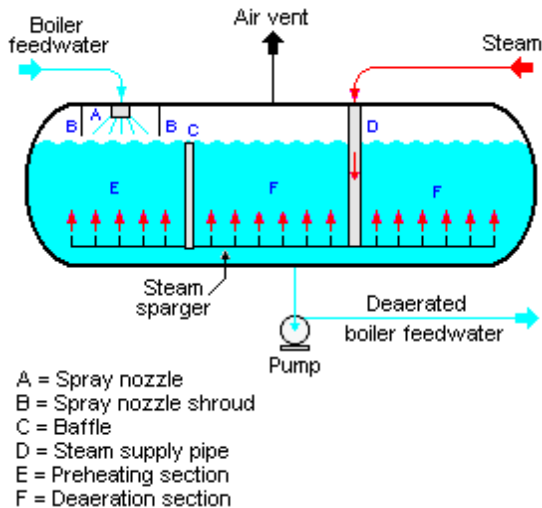
**Gambar 2. 5** Bagian-Bagian *Deaerator Tray*

Pada drum kecil terdapat *spray nozzle* yang berfungsi untuk menyemprotkan air umpan menjadi butiran-butiran air halus agar proses pemanasan dan pembuangan gas-gas lebih sempurna, dan gas-gas yang tidak terkondensasi dibuang ke atmosfer melalui salular *vent* pada drum kecil.

Oksigen dan gas-gas terlarut dalam air umpan perlu dihilangkan, karena dapat menyebabkan senyawa oksida yang menyebabkan karat pada pipa dan peralatan pembangkit yang terbuat dari logam. Air jika bereaksi dengan karbondioksida terlarut dapat menyebabkan korosi lebih lanjut. Terdapat dua jenis *deaerator* yang sering digunakan yaitu tipe *Tray* dan tipe *Spray*.

*Deaerator* tipe *Tray* (Gambar 2.5) Terdiri dari bagian *domed deaeration* yang dipasang diatas silinder *vessel horizontal* yang berfungsi sebagai tangki penyimpanan air dari *boiler*. Prinsip kerjanya adalah air umpan *deaerator* masuk melalui bagian atas *deaerator* melewati *tray* dan uap masuk melalui bagian bawah. *Tray* menyebabkan permukaan kontak antara air dengan uap menjadi lebih luas. Gas-gas yang tidak terlarut akan dipisahkan oleh uap dan keluar melalui lubang bagian atas *deaerator*. Saluran ventilasi terdiri dari katup yang hanya memperbolehkan uap untuk keluar. Air umpan yang telah di-deaerasi mengalir kedalam tangki penyimpanan yang kemudian dipompa ke *boiler*. Uap pemanas bertekanan rendah yang memasuki tangki *deaerator* bagian bawah melalui pipa *sparger* ditujukan untuk menjaga air umpan tetap hangat.

*Deaerator* tipe *Spray* hanya terdiri dari tangki *horizontal* yang berfungsi sebagai tempat deaerasi dan tempat penyimpanan air. Gambar 2.6 menunjukkan bahwa tipe *dearator* ini memiliki bagian pemanasan awal dan bagian deaerasi yang dipisahkan oleh penyekat. Uap bertekanan rendah masuk melalui tangki dengan cara disemprotkan dari bagian bawah tangki, sedangkan air umpan disemprotkan dari atas dan dipanaskan oleh uap yang disemprotkan ke atas oleh *stem sparger*.



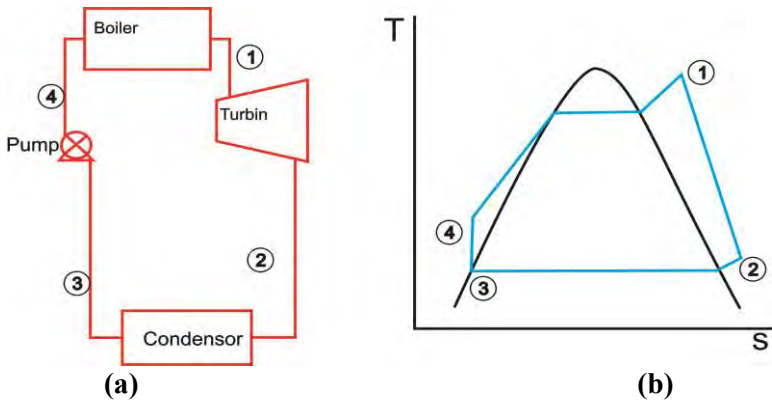
**Gambar 2. 6** Bagian-Bagian *Deaerator Spray*

Fungsi dari *spray nozzle* dan bagian *preheater* adalah untuk memanaskan air umpan sampai suhu saturasi untuk memudahkan proses pengurangan gas-gas terlarut yang kemudian dipisahkan melalui lubang diatas tangki, jenis ventilasi yang digunakan sama dengan *dearator* tipe *tray*, begitu juga dengan air umpan yang telah di-dearasi dipompa ke *boiler*.

## 2.2 Analisa Termodinamika

### 2.2.1 Siklus Rankine

Siklus Rankine adalah aliran uap ke turbin dimana sebagian dari energi diubah ke energi mekanik yang di transmisikan oleh poros yang mengerakan generator listrik. Suatu pengurangan energi dari aliran uap yang keluar dari turbin lalu mengalami kondensasi menjadi air di dalam kondenser. Adanya kehilangan panas setelah memasuki kondenser karena adanya pemisah antara air dingin yang berputar di dalam kondenser yang air dingin tersebut berasal dari air laut atau juga udara atmosfer.



**Gambar 2.7** Skema dan T-s Diagram Siklus Rankine

Siklus rankine terdapat 4 proses prinsip kerja, setiap proses mengubah keadaan air (tekanan dan atau wujud). Yaitu :

- Proses 1 – 2 :  
Uap melakukan kerja sehingga tekanan dan temperaturnya turun. Langkah ini adalah langkah ekspansi isentropis, dan terjadi didalam turbin.
- Proses 2 – 3 :  
Pembuangan panas laten uap sehingga berubah menjadi air kondensat. Langkah ini adalah *isobar isothermis*, dan terjadi didalam kondensor.
- Proses 3 – 4 :  
Air dipompa dari tekanan  $P_2$  menjadi  $P_1$ . Langkah ini adalah langkah kompresi *isentropis*, dan proses ini terjadi pada pompa air pengisi.
- Proses 4 – 1 :  
Air bertekanan ini dinaikan temperaturnya hingga mencapai titik cair jenuh lalu air berubah wujud menjadi uap jenuh, setelah itu uap dipanaskan lebih lanjut hingga uap mencapai temperatur kerjanya menjadi uap lanjut. Langkah ini ada isobar dan terjadi dalam *boiler*

### 2.2.2 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor

Untuk mengevaluasi siklus rankine seperti yang ditunjukkan gambar 2.7 (a) diatas, perpindahan kalor yang terjadi antara komponen pembangkit dengan sekelilingnya diabaikan untuk memudahkan analisis. Perubahan energi kinetik dan potensial juga diabaikan. Setiap komponen dianggap beroperasi pada kondisi tunak. Dengan menggunakan prinsip kekekalan massa dan energi, kita dapat mengembangkan persamaan untuk perpindahan energi dari titik-titik kondisi seperti yang telah ditunjukkan dalam gambar 2.7 (a).

Dalam kasus ini *boiler* pada kondisi pertama, yang berada pada temepnatur dan tekanan yang sudah dinaikkan, berekspansi melalui turbin untuk menghasilkan kerja dan kemudian dibuang ke kondenso pada kondisi kedua dengan tekanan yang relatif rendah. Dengan mengabaikan perpindahan kalor dengan sekelilingnya, kesetimbangan laju energi dan massa untuk volume atur di sekitar turbin pada kondisi tunak menjadi.

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{cv}} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[ h_1 - h_2 + \frac{\cancel{V_1^1} - \cancel{V_2^2}}{2} + g(\cancel{z_1} - z_2) \right]$$

$$\text{atau } \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2$$

- **Kondenser**

Dalam kondensor terjadi perpindahan kalor dari uap ke air pendingin yang mengalir dalam aliran yang terpisah. Uap terkondensasi dan temperatur air pendingin meningkat. Pada kondisi tunak, kesetimbangan laju *massa* dan energi untuk volume atur yang melingkupi bagian kondensasi dari penukar kalor adalah

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3$$

- **Pompa**

Kondensat cair yang meninggalkan kondensor di kondisi ketiga di pompa dari kondensor ke dalam *boiler* yang bertekanan lebih tinggi. Dengan menggunakan volume atur di sekitar pompa dan mengasumsikan tidak ada perpindahan kalor dengan sekitarnya, kesetimbangan laju massa dan energi adalah

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3$$

- **Boiler**

Air menyelesaikan siklus ketika cairan yang meninggalkan pompa pada kondisi keempat dipanaskan sampai jenuh dan diuapkan di dalam *boiler*. Dengan menggunakan *volume* atur yang melingkupi tabung *boiler* dan drum yang mengalirkan air pengisian dari kondisi keempat ke kondisi pertama, kesetimbangan laju massa dan energi menghasilkan

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \cancel{\dot{W}_t} + \dot{m} \left[ h_1 - h_4 + \cancel{\frac{V_1^1 - V_4^2}{2}} + g(z_1 - z_4) \right]$$

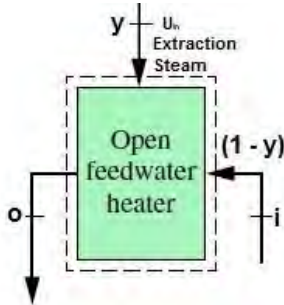
$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

- **Efisiensi Termal**

Efisiensi termal mengukur seberapa banyak energi yang masuk ke dalam air melalui *boiler* yang dikonversi menjadi keluaran kerja. Efisiensi termal dari siklus diatas adalah

$$\eta = \frac{W_t / \dot{m} - W_p / \dot{m}}{Q_{in} / \dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

### 2.2.3 Analisa *Open Feedwater Heater*



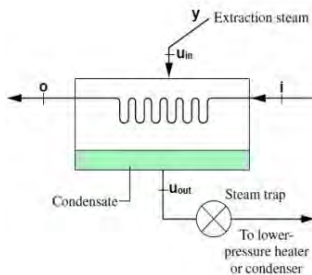
**Gambar 2.8** *Open Feedwater Heater*

Pada *heat exchanger* jenis ini aliran yang berbeda temperatur akan bercampur secara langsung tanpa adanya penyekat. Fraksi  $y$  dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur di sekeliling pemanas air-pengisian. Jika tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air-pengisian dan lingkungan sekitarnya serta efek energi kinetik dan potensial dapat diabaikan, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi *steady* akan menghasilkan

$$0 = y h_{uin} + (1 - y) h_i - h_o$$

$$0 = y \dot{m}_{uin} + (1 - y) \dot{m}_i - \dot{m}_o$$

### 2.2.4 Analisa *Closed Feedwater Heater*



**Gambar 2.9** *Closed Feedwater Heater*



*Closed feedwater heater* merupakan *heat exchanger* tipe *shell and tube*. Uap yang dicerat dari turbin akan dikondensasikan pada sisi *shell* sementara *feedwater* (air pengumpan) akan masuk melalui sisi *tube* dan menyerap panas dari uap tadi sehingga akan meningkatkan temperaturnya.

Fraksi dari aliran total yang diekstraksi  $y$  dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur di sekeliling pemanas tertutup. Dengan mengasumsikan tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air pengisian dan lingkungan sekelilingnya dan mengabaikan efek energi kinetik dan potensial, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi *steady state* dapat disederhanakan menjadi,

$$0 = y(h_{u_{in}} - h_{u_{out}}) + (h_i - h_o)$$

atau

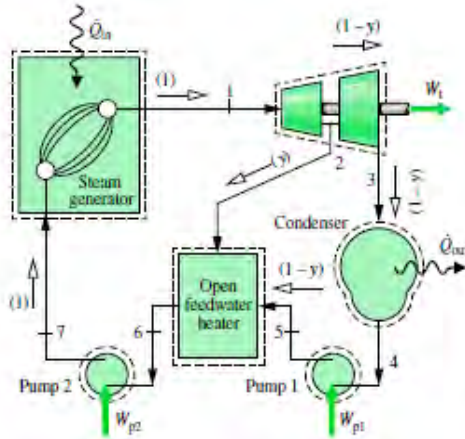
$$y = \frac{h_o - h_i}{(h_{u_{in}} - h_{u_{out}})}$$

### 2.3 Perhitungan Fraksi Massa

Perhitungan fraksi massa digunakan untuk mengetahui laju aliran yang melalui di setiap masing-masing komponen pembangkit. Fraksi massa biasa sering digunakan pada siklus generatif.

Gambar 2.10 langkah awal yang penting dalam menganalisis siklus uap regeneratif adalah evaluasi terhadap laju aliran massa yang melalui setiap komponen. Dengan menggunakan satu volume atur yang melingkupi kedua tingkat turbin, kesetimbangan laju massa pada kondisi tunak adalah

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_1$$



**Gambar 2.10** Siklus Regeneratif

Dimana  $\dot{m}_1$  adalah laju massa yang masuk ke dalam turbin tingkat pertama pada kondisi 1,  $\dot{m}_2$  adalah laju massa yang diekstrak dan keluar pada kondisi 2, dan  $\dot{m}_3$  adalah laju massa yang keluar dari turbin tingkat kedua pada kondisi 3, jika dibagi dengan  $\dot{m}_1$ , maka akan diperoleh nilai berdasarkan unit massa yang melewati turbin tingkat pertama

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1$$

Jika fraksi dari aliran total yang diekstraksi pada kondisi 2 diwakili oleh variabel  $y$  ( $y = \dot{m}_2 / \dot{m}_1$ ), fraksi dari aliran total yang melewati turbin tingkat kedua adalah

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - y$$

### 2.3.1 Perhitungan Efisiensi Siklus

Efisiensi siklus rankine mengukur seberapa banyak energi yang masuk ke dalam air melalui *boiler* yang dikonversi menjadi keluaran kerja netto. Efisiensi siklus rankine dijelaskan dalam bentuk rumus sebagai berikut :

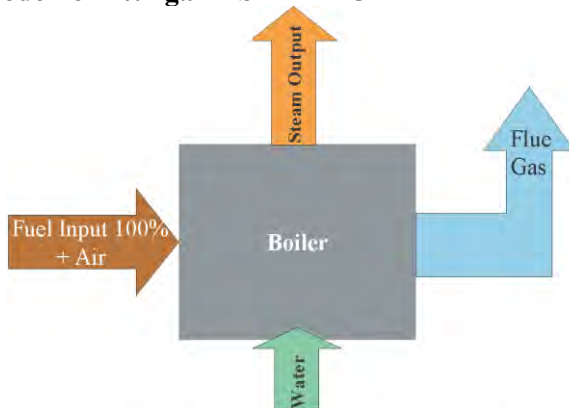
$$\eta = \frac{\dot{W}_t / \dot{m} - \dot{W}_p / \dot{m}}{\dot{Q}_{in} / \dot{m}}$$

### 2.3.2 Perhitungan Laju kalor (*Heat Rate*)

Laju kalor (heat rate) adalah jumlah energi yang ditambahkan melalui perpindahan kalor ke dalam siklus, biasanya dalam Btu, untuk menghasilkan satu unit keluaran kerja netto, biasanya dalam kW-h. Oleh karena itu, laju kalor berbanding terbalik dengan efisiensi thermal, memiliki satuan Btu/kW-h.

$$\text{Heat rate} = \frac{\text{Total bahan bakar(Kcal)}}{\text{Daya yang dihasilkan(kW - h)}}$$

## 2.4 Metode Perhitungan ASME PTC



**Gambar 2.11** Skema Efisiensi *Direct Method Boiler*

Perhitungan efisiensi *boiler* pada penelitian ini berdasarkan *American Society of Mechanical Engineers* (ASME) PTC. Metode yang dapat digunakan untuk menghitung efisiensi *boiler* yaitu metode langsung (*Direct Method*). Perhitungan efisiensi *boiler* ini nantinya digunakan untuk menghitung nilai efisiensi *boiler*.

Metode perhitungan langsung adalah perhitungan efisiensi dengan membandingkan nilai *output* dengan *input*. Energi yang didapat dari fluida kerja (air dan *steam*) dibandingkan dengan energi yang terkandung dalam bahan bakar *boiler*. Keuntungan metode langsung antara lain pekerja pabrik dapat dengan cepat mengevaluasi efisiensi *boiler*, memerlukan sedikit parameter untuk perhitungan, dan memerlukan sedikit instrumen untuk pemantauan. Kerugian metode langsung adalah tidak memberikan petunjuk kepada operator tentang penyebab dari efisiensi sistem yang lebih rendah dan tidak menghitung berbagai kehilangan yang berpengaruh pada berbagai tingkat efisiensi.

Sesuai dengan gambar 2.11 skema efisiensi *boiler* dapat dirumuskan sebagai berikut:

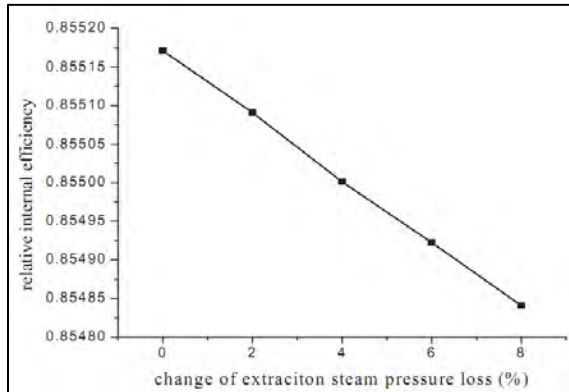
$$\text{Efisiensi Boiler } (\eta) = \frac{\text{heatoutput}}{\text{Total bahan bakar}} \cdot 100\%$$

$$\text{Efisiensi Boiler } (\eta) = \frac{\dot{m} \cdot (h_{\text{steam}} - h_{\text{water}})}{\dot{m}_{\text{fuel}} \cdot LHV} \cdot 100\%$$

dimana :

- $\dot{m}$  = laju uap yang dihasilkan (kg/jam)
- $\dot{m}_{\text{fuel}}$  = laju bahan bakar yang diumpankan (kg/jam)
- $LHV$  = nilai kalor bawah bahan bakar (kcal/kg)
- $h_{\text{steamoutput}}$  = Entalphi uap (kcal/kg)
- $h_{\text{waterinput}}$  = Entalphi air pengisi (kcal/kg).

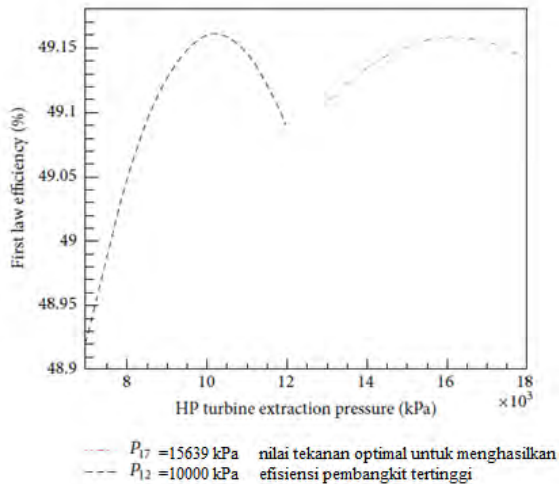
## 2.5 Penelitian Terdahulu



**Gambar 2.12** Pengaruh Perbedaan Kerugian Ekstraksi Turbin Uap Terhadap Efisiensi Internal *Relative*

Yong Li dan Chao Wang dalam Jurnalnya yang berjudul “*Study on The Effect of Regenerative System on Power Type Relative Internal Efficiency of Nuclear Steam Turbine*” menyimpulkan bahwa perubahan nilai efisiensi suatu pembangkit pasti terjadi ketika pada turbin uap dilakukan proses ekstraksi. Perubahan beberapa bagian pada sebuah sistem regeneratif mengakibatkan perubahan pada jumlah aliran massa ekstraksi turbin uap, perubahan ekstraksi itu akan mengakibatkan daya turbin dan pembakaran pada *boiler* berubah, dan akhirnya perubahan daya pada turbin dan *boiler* mengakibatkan efisiensi internal relative berubah. Sehingga dapat disimpulkan bahwa dalam melihat perubahan efisiensi pembangkit juga perlu diperhatikan perubahan efisiensi pada turbin uap serta *boiler* yang berada pada sistem, dimana kesimpulan dari hal itu ditunjukkan pada gambar 2.12.

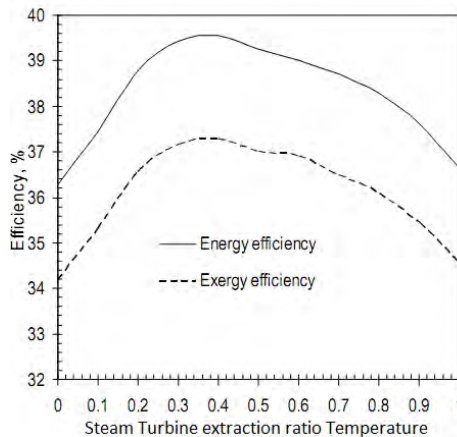
M. M. Rashidi, A. Aghagoli, dan M. Ali dalam jurnal penelitian yang berjudul “*Thermodynamic Analysis of a Steam Power Plant with Double Reheat and Feed Water Heaters*” menyimpulkan bahwa ketika tekanan HP turbin meningkat, entalpi keluaran turbin menurun dan beban kalor kondenser



**Gambar 2.13** Nilai-nilai Terbaik dari Tekanan Ekstraksi dari Turbin HP

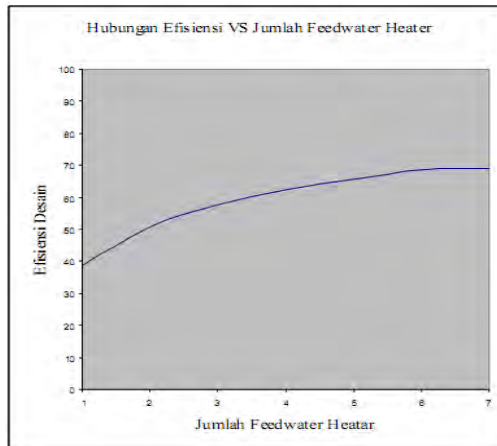
menurun karena entalpi inlet dan outlet pada kondenser konstan dan laju aliran massa menurun. Di gambar 2.13 terlihat bahwa daya turbin dan kalor boiler awalnya meningkat sampai maksimum dan kemudian menurun karena tekanan inlet HP turbin meningkat. Hal tersebut dapat diperhatikan bahwa penurunan entalpi lewat turbin dan laju aliran massa ekstraksi meningkat seiring tekanan inlet HP turbin meningkat, sehingga daya keluaran turbin meningkat.

Namun, akibat perubahan gradien garis uap jenuh, daya turbin menurun dan hal tersebut menjelaskan perilaku dari efisiensi termal yang mana meningkat dan kemudian menurun seiring peningkatan tekanan ekstraksi turbin. Di dalam jumlah tertentu aliran massa ekstraksi dari turbin HP ke HPH akan menaikkan nilai efisiensi pembangkit sampai optimal namun akan semakin turun karena bila terlalu banyak yang diekstraksi justru mengurangi performa dari turbin tersebut karena fungsi awal dari uap yang untuk memutar turbin tidak tercapai optimal sehingga efisiensi secara keseluruhan akan menurun.



**Gambar 2.14** Perbandingan Efisiensi Pembangkit Terhadap Rasio Ekstraksi Turbin

T. Srinivas dkk dalam jurnalnya yang berjudul ***“Generalized Thermodynamic Analysis of Steam Power Cycles with ‘n’ Number of Feedwater Heaters”*** selain melakukan variasi jumlah *feedwater heater* yang digunakan, juga memvariasikan tekanan *boiler*, temperatur uap memasuki Turbin dan temperatur pada pembakaran dengan variasi jumlah *feedwater heater* dari 1 hingga 10. Jenis *feedwater heater* yang digunakan dalam penelitian dari penggunaan 1 *feedwater heater* hingga 10 adalah jenis *closed feedwater heater*. Gambar 2.14 menunjukkan efisiensi maksimum yang didapatkan dari penelitian ini didapatkan ketika ketika rasio uap pemanasan *feedwater heater* yang digunakan memiliki rasio 0.2-0.4 (20% - 40%) terhadap hasil ekstraksi. Hal ini menunjukkan bahwa laju aliran massa dengan hasil optimum didapat ketika ekstraksi dari steam turbin 20%-40% dibandingkan jumlah aliran massa uap yang memasuki turbin uap.



**Gambar 2.15** Hubungan Jumlah Penambahan *Feedwater Heater* dengan Efisiensi Pembangkit

Dendi Junaidi dkk, dalam papernya berjudul **“Keseimbangan Massa dan Kalor serta Efisiensi Pembangkit Listrik Tenaga Uap pada Berbagai Perubahan Beban dengan Menvariasikan Jumlah *Feedwater Heater*”** pada gambar 2.15 menyimpulkan bahwa penambahan *feedwater heater* akan menaikkan efisiensi instalasi pembangkit listrik, namun kenaikan efisiensi akan menurun jika jumlah *feedwater heater* lebih dari tujuh. Penurunan tersebut sudah dapat terlihat dari tiap penambahan jumlah *feedwater heater* hingga lima *feedwater heater*, dan peningkatan paling signifikan adalah ketika penambahan satu dan dua *feedwater heater*. Simulasi yang dilakukan oleh Dendi Junaidi dkk, dilakukan pada siklus rankine sederhana, dengan komponen standar mulai dari *boiler*, turbin uap, kompressor dan pompa sebagai model acuan, kemudian dilakukan penambahan satu *open feedwater heater* sebagai *feed water heater* pertama dan *close feedwater heater* untuk penambahan *feedwater heater* selanjutnya dan pada penambahan lebih dari dua *feedwater heater* digunakan satu *open feedwater heater*, dikarenakan rugi-rugi yang terjadi jauh lebih tinggi.



Parameter pada simulasi yang menjadi input meliputi kondisi uap keluar *boiler* (tekanan dan temperatur) serta laju uap massa yang masuk dan keluar dari *boiler*, sedangkan parameter lainnya divariasikan tergantung kondisi jumlah *feedwater heater*. Peningkatan efisiensi yang dimaksud dalam simulasi ini adalah perbandingan kenaikan temperatur air yang akan diuapkan didalam *boiler* dan berkurangnya penggunaan bahan bakar dengan rugi-rugi yang disebabkan akibat penambahan tiap *feedwater heater* seperti rugi-rugi aliran, gesekan dan tekanan.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

## **BAB III**

### **METODE PENELITIAN**

#### **3.1 Gatecycle**

Gatecycle adalah sebuah *software* untuk membantu perhitungan desain sebuah PLTU. Gatecycle dapat melakukan analisa termodinamika pada berbagai macam jenis PLTU. Perhitungan yang dilakukan Gatecycle dengan asumsi kondisi operasi dalam keadaan tunak. Efek energi kinetik dan potensial diabaikan dalam perhitungan *software* ini.

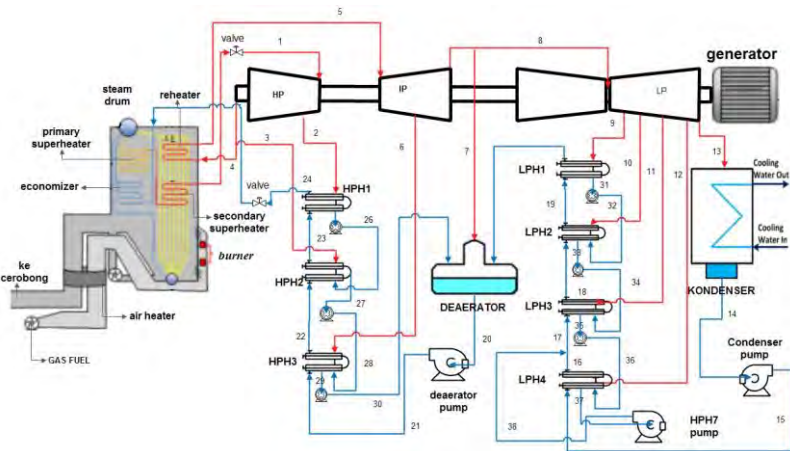
Menjalankan Gatecycle dibutuhkan data operasi dari sebuah PLTU, dalam tugas akhir ini yang dipakai adalah data operasi PLTU PT. PJB Gresik Unit Pembangkit Tiga. Input data yang dibutuhkan dalam pemodelan sebuah PLTU adalah :

- Laju aliran bahan bakar (kg/s)
- Karakteristik bahan bakar
- Spesifikasi masing-masing peralatan
- *Piping and Instrumentation Diagram* PLTU

Tugas akhir ini, melakukan analisa pengaruh *off service* HPH dengan menjaga laju aliran massa keluar boiler tetap, dengan memvariasikan laju aliran bahan bakar pada boiler.

#### **3.2 Pemodelan Pembangkit pada Gatecycle untuk Kondisi Aktual**

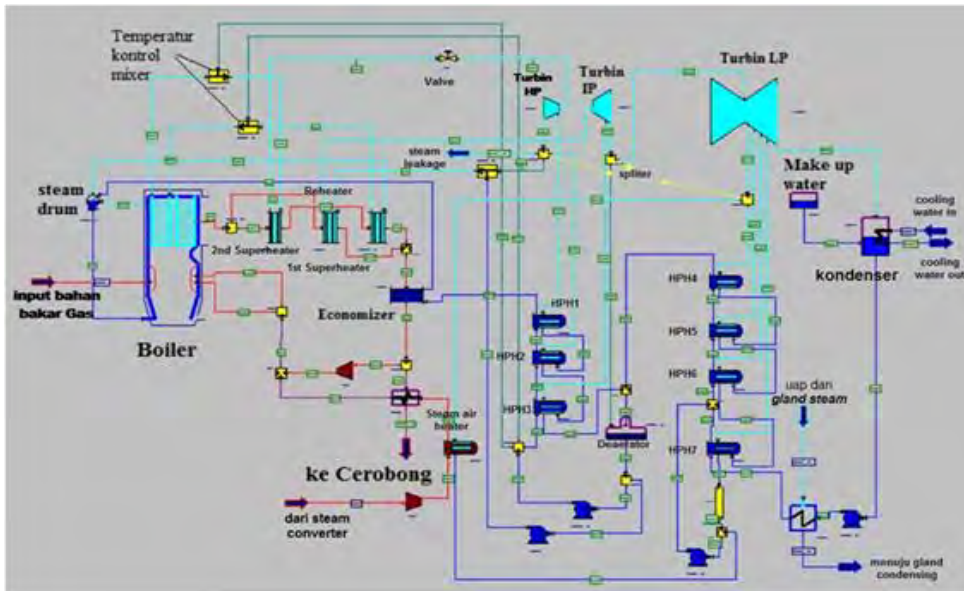
Gambar 3.1, skema PLTU berdasarkan dari data PLTU PT PJB Gresik unit tiga. Seperti pada gambar tersebut, PLTU unit tiga PT PJB Gresik sumber panas uap berasal dari boiler yang berbahan bakar gas dengan dua *super heater* dan *reheater*, dan *economizer*. Kemudian pada turbin terdapat tiga turbin yang terdiri dari *high pressure* turbin, *intermediate pressure* turbin, dan *low pressure* turbin, kemudian terdapat sebuah kondensor.



**Gambar 3.1** Aliran Massa Model PLTU PJB Gresik Unit Tiga

Pada pembangkit ini terdapat tujuh buah *closed feedwater heater* yaitu terdiri dari tiga buah dalam kondisi *high pressure* dan empat buah dalam kondisi *low pressure* dan sebuah *open feedwater heater* yang berupa sebuah deaerator, serta terdapat tiga buah pompa, dua buah *valve* dan sebuah generator. Kemudian berdasarkan susunan tersebut di atas model pembangkit di Gatecycle dibangun seperti gambar di bawah

Gatecycle merupakan *software* untuk mendesain sebuah pembangkit listrik tenaga uap. *Software* ini adalah sebuah *software* dengan analisa termodinamika sederhana. Untuk membuat *software* ini dapat berjalan seperti yang diinginkan, diperlukan data sebagai modal awal dari sebuah permodelan. Data yang dimasukkan adalah data propertis dan gambar PID (*Piping and Instrumentation Diagram*) berdasarkan pembangkit PT. PJB Gresik Unit Tiga. Keluaran yang didapatkan dari Gatecycle adalah berupa hasil analisa termodinamika berupa *heat rate*, efisiensi pembangkit, dan daya netto yang dihasilkan pembangkit serta masing-masing properties dari setiap kondisi pada pembangkit yang dimodelkan.



**Gambar 3.2** Permodelan PLTU PT. PJB Gresik Unit Tiga pada Gatecycle

Pada gambar 3.2 adalah hasil membangun pembangkit pada Gatecycle dengan kondisi awal. Proses membangun pembangkit pada Gatecycle diawali dengan memasukkan data yang kita peroleh dari desain asli pembangkit. Secara berurutan, data parameter yang kita masukkan diawali dari komponen boiler, turbin, *feedwater heater*, *deaerator*, *condenser*, dan *economizer*.

### 3.3 Analisa Termodinamik dan Performa Pembangkit

Tugas akhir ini menggunakan model pembangkit listrik 200 MW di Unit Pembangkit 3 PT. Bila ditinjau pada gambar 3.1 PLTU PT. PJB Gresik, dimana model tersebut menggunakan dua turbin *single case* yang terdiri dari *High Pressure Turbine (HP Steam Turbine)*, *Intermediate Pressure Turbine (IP Steam Turbine)* dan satu double flow turbine yaitu pada *Low Pressure*

*Turbine (LP Steam Turbine)* dimana *HP Turbine* memiliki dua ekstraksi, *IP Turbine* memiliki dua ekstraksi, dan *LP Turbine* memiliki empat ekstraksi.

Komponen-komponen tersebut disimulasikan berkerja di dalam kondisi riil sehingga terdapat kehilangan atau *losses*. Selain itu, proses kompresi dan ekspansi tidak dapat secara ideal isentropic dan juga proses penambahan dan pelepasan panas tidak secara ideal isobar. Siklus pembangkit tenaga uap menggunakan fluida kerja dua fase berupa cairan dan uap.

Performa dari sebuah pembangkit dapat dicari melalui analisa termodinamika dan dapat melalui metode yang lain. ASME PTC 6, sebuah metode untuk menghitung performa dari pembangkit tenaga uap digunakan dalam analisa ini dengan rincian sebagai berikut:

#### ***Input-Output Methode***

$$Plant\ Heat\ Rate = \frac{(\dot{m}_{coal} \cdot LHV_{fuel})}{Power}$$

Dimana:

$\dot{m}_{coal}$  = Aliran bahan bakar yang digunakan (kg/h)

$Power$  = Daya yang dihasilkan oleh pembangkit (kW)

$$Efisiensi\ Boiler\ (\eta) = \frac{heatoutput}{Total\ bahan\ bakar} \cdot 100\%$$

$$Efisiensi\ Boiler\ (\eta) = \frac{\dot{m} \cdot (h_{steam} - h_{water})}{\dot{m}_{fuel} \cdot LHV} \cdot 100\%$$

### **3.4 Variasi pada *Off Service* pada *High Pressure Heater***

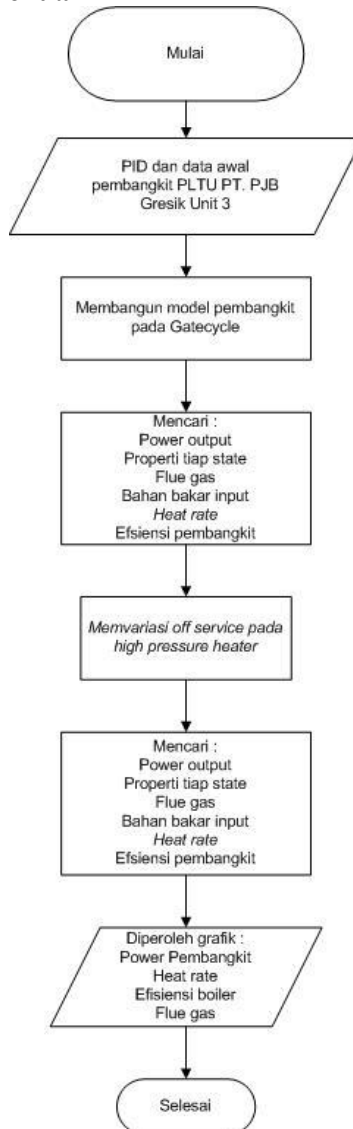
Pada tugas akhir ini akan diteliti mengenai dampak dari dari HPH. Hal ini dilakukan dengan cara mematikan HPH secara berurutan. Pembangkit PJB menggunakan tiga buah HPH.

Kondisi ideal PLTU unit 3 PT PJB Gresik adalah dengan tiga buah *Feed water heater* dalam kondisi aktif. Kemudian dilakukan simulasi di Gatecycle mengenai pengaruh adanya HPH. Berikut adalah variasi dari tugas akhir yang akan dilaksanakan.

**Tabel 3.1** Variasi *Off Service* pada *High Pressure Heater*

	Kondisi
<b>Variasi 1</b>	HPH1 <i>off service</i> , HPH2, HPH3 <i>on service</i>
<b>Variasi 2</b>	HPH1, HPH3 <i>on service</i> , HPH2 <i>off service</i>
<b>Variasi 3</b>	HPH1, HPH2 <i>on service</i> , HPH3 <i>off service</i>
<b>Variasi 4</b>	HPH1, HPH2 <i>off service</i> , HPH3 <i>on service</i>
<b>Variasi 5</b>	HPH1, HPH3 <i>off service</i> , HPH 2 <i>on service</i>
<b>Variasi 6</b>	HPH2, HPH3 <i>off service</i> , HPH1 <i>on service</i>
<b>Variasi 7</b>	HPH1, HPH2, HPH3 <i>off service</i>

### 3.5 Flowchart Penelitian



**Gambar 3.3** Flowchart Penelitian



## BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Data dan Model Pembangkit PT.PJB Gresik Unit 3

Dalam melakukan perhitungan dan analisa performa menggunakan data dari PLTU unit tiga PT PJB Gresik sebagai acuannya. Data operasi PLTU 200MW tersebut adalah sebagai berikut:

**Tabel 4.1** Data Spesifikasi Bahan Bakar

Ultimate Analysis	Gas Alam	Unit
Carbon	75,07	% wt
Hidrogen	22,89	% wt
Nitrogen	1,37	% wt
Sulfur	0	% wt
Moisture	0	% wt
Oksigen	0,65	% wt
Proximate Analysis	Gas Alam	Unit
HHV	53004.887917	kJ/kg
Spesific gravity	0,660	
Laju bahan bakar	44460	kg/hr
Flue Gas Analysis	Nilai	Unit
Nitrogen	84,60	%vol
Karbon dioksida	12,25	%vol
Karbon monoksida	0	%vol
Oksigen	3,15	%vol
Ambient dry temperature	31,1	°C
Humidity relative (av 8-11 am)	55,67	%
Humadity ratio	0,0159	Kg/kg dry air
Kalor spesifik	Nilai	Unit
Gas buang	0,238	Kcal/kg°C
Superheated	0,477	Kcal/kg°C

## 1. Spesifikasi Desain

Kapasitas output : 200 MW

Bahan bakar : Natural Gas

## 2. Peralatan sistem PLTU

### a. Turbin uap

Manufacturer : Toshiba Electric System

Type : *Tandem compound reheat turbine*

Rated speed : 3.600 rpm

Main Steam Press : 189 kg/cm<sup>2</sup>

Main steam temp. : 545°C

### b. Sistem Generator

Manufacturer : Toshiba Electric System

Type : GTLR I 544/61-2

Capacity : 125-500 kVA

Voltage : 11 kV

Current : 6587 A

Daya factor : 0,8

Excitation : 435 V/983 A

Cooler : Air

### c. Condenser

Type : Surface condensing double flow pass  
water box half divided type

Heat transfer area : 29982 m<sup>2</sup>

Flow rate : 130 kg/s

Sea water in temp : 30 °C

Sea water side  $p^1$  :  $3.45 \text{ kg/cm}^2$

#### d. Boiler Feed Pump (BFP)

Quantity : 3 sets each unit (50 % each set for TWO condition)

Type : Horizontal, multi stage, centrifugal type.

Flow rate	: 202 t/h
Total Head	: 155 kg/cm <sup>2</sup>
Temperature	: 169,3 °C
Weight vol. Ratio	: 0,898 kg/litre
Speed of rotation	: 3000 rpm (synchronous)
Efficiency	: 78 % at above operating cond.
Motor type	: Totally enclosed air to air cooled type
Output motor	: 1450 kW
Voltage	: AC 6000 V

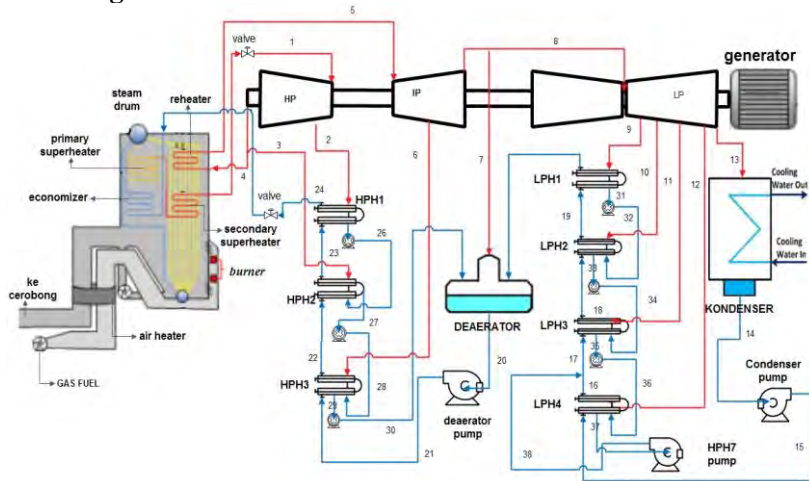
**e. Condensate Pump (CP)**

Quantity	: 2 sets for each other (100 % each set for TVWO condition)
Type	: Vertical, multi stage, barrel type
Flow rate	: 340 t/h
Total head	: 17 kg/cm <sup>2</sup>
Temperature	: 42,2 °C
Weight vol. Ratio	: 0,991 kg/litre
Speed of rotation	: 1500 rpm (synchronous)
Efficiency	: 76,5 % at above operating condition
Motor type	: Totally enclosed air to air cooled type
Otput motor	: 240 kW
Voltage	: AC 6000 V

**f. Deaerator**

Design press.	: 8,6 kg/cm <sup>2</sup> g
Design temp.	: 260 °C
Operating press.	: 103.42 sampai 344.74 kPa
Operating temp	: 167 to 169 °C
Outlet capacity	: 190 kg/sec
Storage capacity	: 55 cubic meters from NWL to Empty
Oxygen guarantee	: 0,005 ml/l (7 ppb)
Capacity	: 55 m <sup>3</sup>

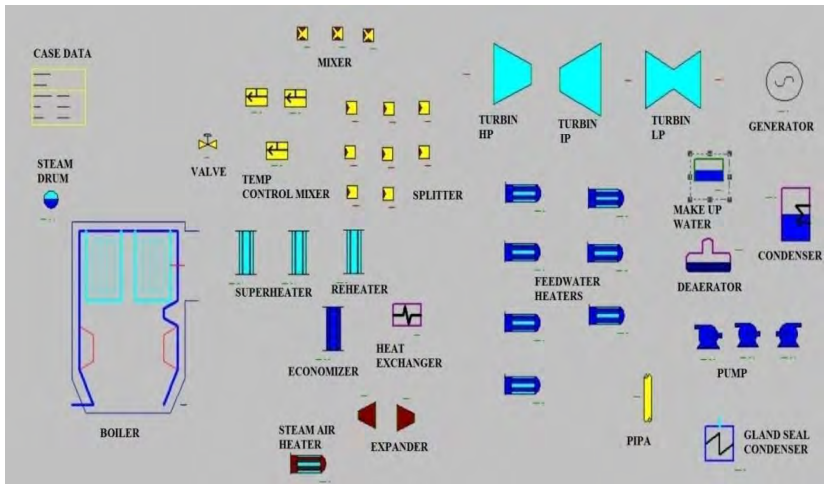
## 4.2 Membangun Permodelan Awal Berdasarkan PID Pembangkit PT PJB Gresik Unit 3



**Gambar 4.1** Skema Aliran Steam Berdasarkan PID Pembangkit PT PJB Gresik Unit Tiga

Sebelum melakukan analisa terhadap performa pembangkit, permodelan harus dilakukan dalam Gatecycle berdasarkan PID yang sudah ada. Pembuatan model pada Gatecycle berdasarkan skema pada gambar 4.1 di atas. Pembangkit PT PJB Gresik Unit 3 terdiri dari beberapa komponen yang menghasilkan tenaga sebesar 200 MW.

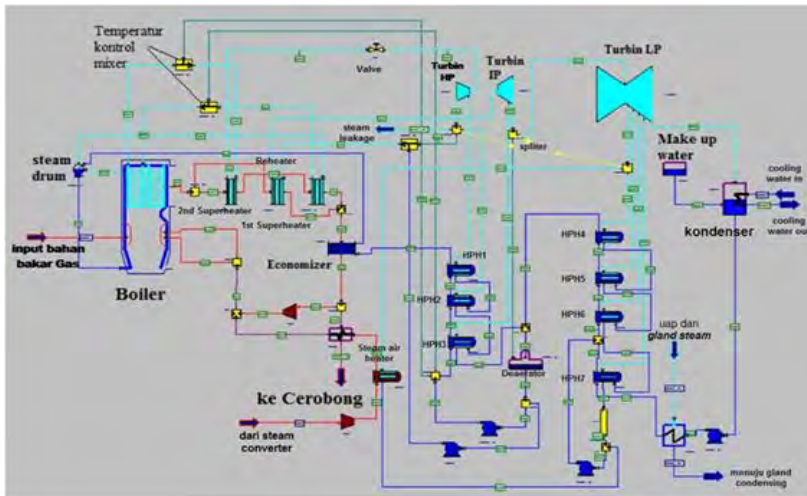
Pada boiler komponen utama yaitu terdiri dari dua *superheater*, *reheater*, *economizer*, dan *steam drum*, kemudian pada turbin terdapat tiga turbin yang terdiri dari *high pressure* turbin, *intermediate pressure* turbin, dan *low pressure* turbin, kemudian terdapat sebuah kondensor. Pada pembangkit ini terdapat tujuh buah *closed feedwater heater* yaitu terdiri dari tiga buah dalam kondisi *high pressure* dan empat buah dalam kondisi *low pressure* dan sebuah *open feedwater heater* yang berupa sebuah deaerator, serta terdapat tiga buah pompa, dua buah *valve* dan sebuah generator.



**Gambar 4.2** Permodelan Gatecycle dengan Memasukkan Semua Komponen Berdasarkan Pembangkit PT PJB Gresik Unit 3

Berdasarkan bagian bagian yang terdapat dari pembangkit, permodelan pada Gatecycle dapat dilakukan. Seperti pada gambar 4.2, hal pertama yang dilakukan dalam permodelan Gatecycle adalah memasukkan setiap komponen yang telah disebutkan kedalam Gatecycle. Selanjutnya setelah semua komponen dimasukkan, setiap komponen harus dimasukkan variable yang menentukan batasan-batasan sesuai dengankondisi eksisting daripembangkit. Setelah itu dari setiap komponen tersebut disambungkan sesuai dengan urutan berdasarkan ketentuan pada skema seperti pada gambar 4.1.

Gambar 4.3 merupakan hasil dari permodelan sistem pembangkit pada Gatecycle. Setelah proses permodelan selesai, sistem pembangkit tersebut harus dijalankan untuk memastikan bahwa kondisi model pembangkit yang ada sesuai kondisi nyata. Hasil yang diperoleh dapat dikatakan valid apabila setelah dijalankan iterasi perhitungan tercapai kondisi konvergen.



**Gambar 4.3** Hasil Permodelan Pembangkit PT. PJB Gresik Unit 3 pada Gatecycle

### 4.3 Membandingkan Hasil dari Gatecycle dengan Perhitungan Termodinamika pada Kondisi Awal Eksisting PT. PJB Gresik Unit 3

Setelah proses pemodelan pada Gatecycle telah dilakukan, hal yang dilakukan selanjutnya adalah menganalisa sistem pembangkit, yang merupakan kondisi eksisting pembangkit dengan menggunakan analisa termodinamika serta hasil *running* dari Gatecycle. Tabel 4.2 adalah tabel propertis dengan kondisi eksisting pembangkit. Didalam Gatecycle juga didapatkan data sebagai berikut.

- Jumlah bahan bakar : 10,78 (kg/s)
- Daya netto : 200,018 (MW)
- Daya gross : 208879,98 (kW)
- Heat rate : 8542,60 kJ/kW.h
- Effisiensi pembangkit : 42.14 %

**Tabel 4.2** Data Propertis Kondisi Eksisting

	$\dot{m}$ (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)
Main steam	173,06	545,02	18543,46	3394,89
Masuk HPH 1	13,93	381,27	5942,83	3129,26
Keluar turbin HP	159,13	309,75	3344,07	3007,44
Masuk HPH 2	12,77	309,75	3344,07	3007,44
Masuk Turbin IP	145,79	538,93	3344,07	3540,35
Masuk HPH 3	5,93	421,11	1549,00	3300,32
Keluar turbin IP	139,86	341,6	881,92	3141,85
Masuk Turbin LP	133,30	341,60	881,92	3141,85
Masuk LPH 1	7,05	275,25	434,43	3014,50
Masuk LPH 2	4,83	216,87	258,90	2901,45
Masuk LPH 3	4,73	142,37	120,96	2759,1
Masuk LPH 4	7,27	87,61	64,00	2647,16
Masuk Condensor	109,41	41,81	8,13	2420,80
Fluida masuk Reheater	145.79	309.8	3344.07	3007.4
Fluida masuk turbin IP	145.79	538.9	3344.07	3540.4
Spray Super Heater	16.86	173.9	18543.5	745.36
Fluida Masuk Boiler	156.2	275.9	18543.5	1210.3

Dari data pada tabel 4.2 dapat dilakukan analisa termodinamika dengan tujuan membandingkan dengan data Gatecycle. Dibawah ini adalah hasil perhitungan Daya Gross secara termodinamik.

- *Power Gross =*  
*Power Turbin HP + Power Turbin IP +*  
*Power Turbin LP*

- $Power\ Turbin\ HP = \dot{m}_{ms}(h_{ms} - h_{hph1}) + (\dot{m}_{ms} - \dot{m}_{hph1})(h_{hph1} - h_{out})$
- $Power\ Turbin\ HP = 173,06(3394,89 - 312,26) + (173,06 - 13,93)(3129,26 - 3007,44)$
- $Power\ Turbin\ HP = 65347,1879\ kW$
- $Power\ Turbin\ IP = \dot{m}_{in}(h_{in} - h_{hph3}) + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{hph3})(h_{hph3} - h_{out})$
- $Power\ Turbin\ IP = 145,79(3540,35 - 3300,32) + (145,79 - 5,93)(3300,32 - 3141,83)$
- $Power\ Turbin\ IP = 57160,3851\ kW$
- $Power\ Turbin\ LP = \dot{m}_{in}(h_{in} - h_{lph1}) + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{lph1})(h_{lph1} - h_{lph2}) + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{lph1} - \dot{m}_{lph2})(h_{lph2} - h_{lph3}) + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{lph1} - \dot{m}_{lph2} - \dot{m}_{lph3})(h_{lph3} - h_{lph4}) + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{lph1} - \dot{m}_{lph2} - \dot{m}_{lph3} - \dot{m}_{lph4})(h_{lph4} - h_{cond})$
- $Power\ Turbin\ LP = 133,30(3141,85 - 3014,50) + (133,30 - 7,05)(3014,50 - 2901,45) + (133,3 - 7,05 - 4,83)(2901,45 - 2759,10) + (121,42)(2759,10 - 2647,16) + (114,15)(2647,16 - 2420,80)$
- $Power\ Turbin\ LP = 82255,7033\ kW$
- $Power\ Gross = 65347,1879 + 57160,3851 + 82255,703$
- $Power\ Gross = 204763,2763\ kW = 204,76\ MW$

Dari perhitungan secara termodinamika didapatkandaya gross sebesar 204,76 MW, hasil ini berbeda dengan hasil yang didapatkan dari Gatecycle 205,88MW. Terdapat perbadaan dari kedua hasil yang didapat sebesar 1,12 MW.

Setelah membandingkan hasil daya gross yang didapatkan dari gatecycle dan perhitungan termodinamik, selanjutnya dilakukan perhitungan *heat rate*..

- $heat\ rate = \frac{\dot{m}_{bahanbakar} LHV_{bahan\ bakar}}{Power\ Gross}$



- $heat\ rate = \frac{(10,78 \frac{kg}{s})(\frac{3600s}{h})(\frac{44999\ kJ}{kg})}{204763,2763\ kW}$
- $heat\ rate = 8528,48 \frac{kJ}{kW.h}$

Dari hasil perhitungan termodinamika didapatkan *heatrate* sebesar  $8528,48 \frac{kJ}{kW.h}$  dan hasil yang ditunjukkan oleh *gatecycle* adalah sebesar  $8542,60 \frac{kJ}{kW.h}$ . Terdapat perbedaan dari kedua hasil yang didapat sebesar  $14,12 \frac{kJ}{kW.h}$ .

Setelah melakukan perhitungan *heat rate* selanjutnya dilakukan perhitungan efisiensi pembangkit secara termodinamika.

- $efisiensi\ pembangkit = \frac{860,42}{heat\ rate} \times 100\%$
- $efisiensi\ pembangkit = \frac{860}{8542,60 \frac{kJ}{kW.h} \times \frac{kJ}{4,184\ kJ}} \times 100\%$
- $efisiensi\ pembangkit = 42,14\%$

Efisiensi pembangkit pada *gatecycle* yaitu 42,14%. Tidak ada perbedaan dari hasil perhitungan dengan hasil *gate cycle*.

Kemudian untuk memperoleh efisiensi boiler menggunakan persamaan standar dari metode ASME PTC 6, yaitu dengan menggunakan metode perhitungan langsung (*direct method*). Berdasarkan data dari tabel 4.2 efisiensi boiler dapat diperoleh nilai seperti dibawah ini.

$$\begin{aligned} \text{Nilai } \dot{m}_{\text{In}} \cdot LHV_{\text{fuel}} &= 38808\ \text{kg/hr} \times 44999\ \text{kJ/kg} \\ &= 1746321192\ \text{kJ/hr} \end{aligned}$$

$$boiler\ efisiensi = \frac{[\dot{m}_{st} \cdot (h_{st} - h_{fd}) - (\dot{m}_{ssw} \cdot h_{ssw})] + [\dot{m}_{rh} \cdot (h_{rh2} - h_{rh1})]}{(\dot{m}_{gas} \cdot LHV_{gas})}$$

$$= \frac{[6230016 \times 2184,62 + 60696 \times 745,36] + [524844 \times 532,91]}{1746321192 \text{ kJ/hr}}$$

$$= 0.9136$$

Dari hasil perhitungan diatas terdapat perbedaan dari hasil perhitungan secara termodinamika dan hasil dari gatecycle, perbedaan yang ada tidaklah begitu besar. Hal ini membuktikan bahwa software Gatecycle dapat digunakan untuk melakukan analisa selanjutnya.

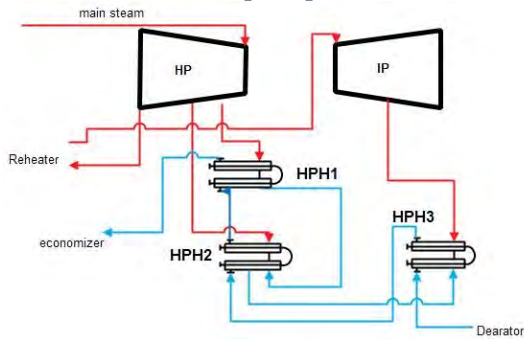
#### 4.4 Analisa PLTU PT. PJB Gresik Unit 3 Setelah Dilakukan Pemvariasian.

Untuk mengetahui pengaruh dari *off service* HPH, harus dilakukan beberapa variasi. Terdapat beberapa variasi yang dilakukan dalam penelitian ini. Kondisi pemvariasian ini dilakukan dengan menjaga *main steam* tetap, dengan sisi lain yaitu merubah jumlah pemasukan bahan bakar. Pemvariasian dilakukan dengan ketentuan seperti pada tabel 4.3

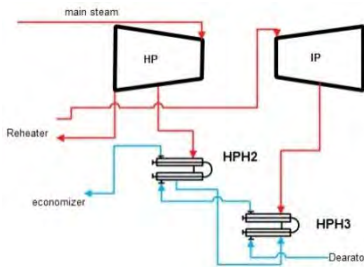
**Tabel 4.3** Variasi *Off Service* pada HPH

	Kondisi	Keterangan
<b>Eksisting</b>	HPH1, HPH2, HPH3 <i>on service</i>	Gambar 4.4 a
<b>Variasi 1</b>	HPH1 <i>off service</i> , HPH2, HPH3 <i>on service</i>	Gambar 4.4 b
<b>Variasi 2</b>	HPH1, HPH3 <i>on service</i> , HPH2 <i>off service</i>	Gambar 4.4 c
<b>Variasi 3</b>	HPH1, HPH2 <i>on service</i> , HPH3 <i>off service</i>	Gambar 4.4 d
<b>Variasi 4</b>	HPH1, HPH2 <i>off service</i> , HPH3 <i>on service</i>	Gambar 4.4 e
<b>Variasi 5</b>	HPH1, HPH3 <i>off service</i> , HPH 2 <i>on service</i>	Gambar 4.4 f
<b>Variasi 6</b>	HPH2, HPH3 <i>off service</i> , HPH1 <i>on service</i>	Gambar 4.4 g
<b>Variasi 7</b>	HPH1, HPH2, HPH3 <i>off service</i>	Gambar 4.4 h

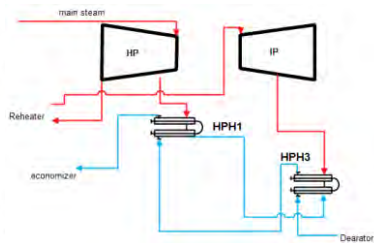
Berdasarkan gambar 4.4 (a), permodelan awal dengan data dari kondisi eksisting, menunjukkan bahwa kondisi pembangkit beroperasi dengan tiga buah HPH dalam kondisi *on service*. Dilakukan variasi seperti pada table 4.3.



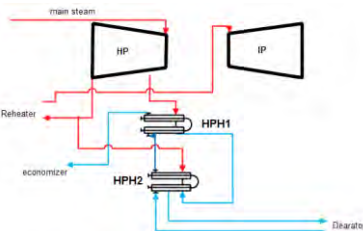
(a)



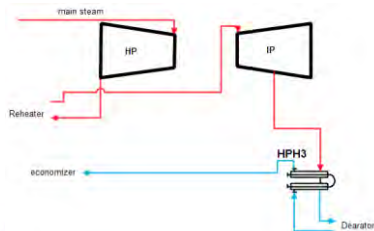
(b)



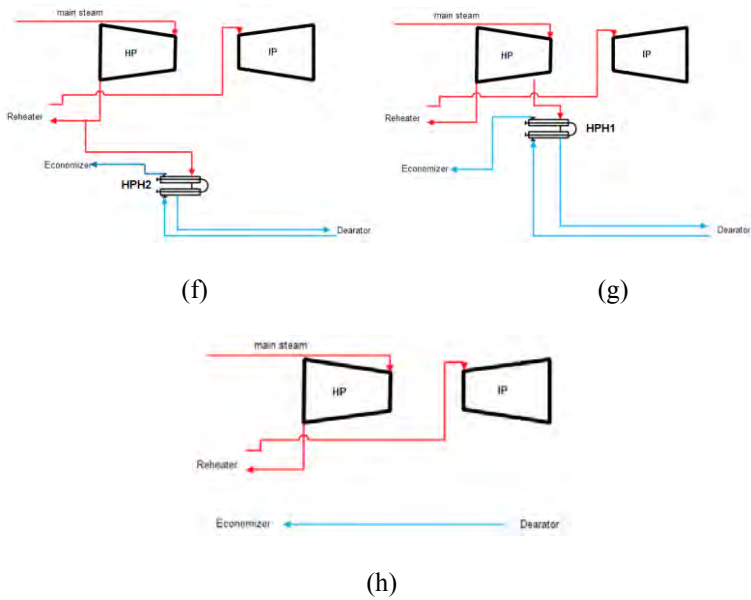
(c)



(d)

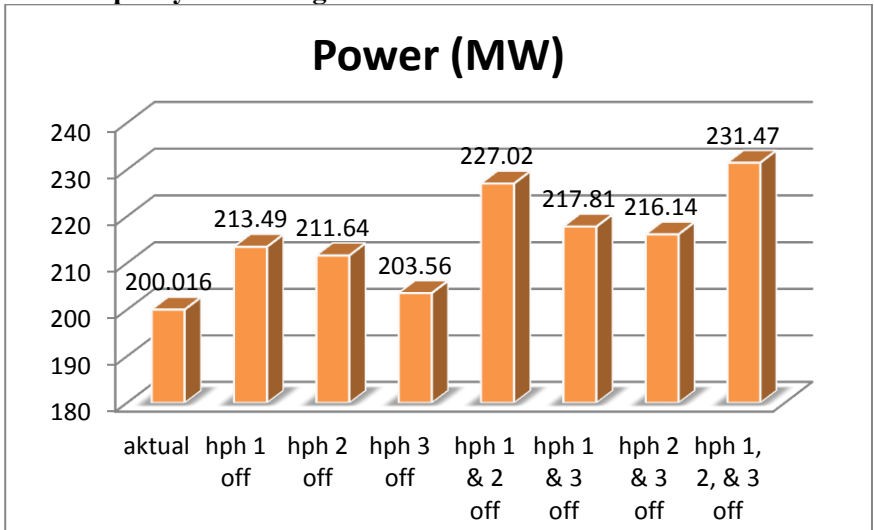


(e)



**Gambar 4.4** Kondisi Awal Pembangkit dengan Tiga Buah HPH dan Variasi Komposisi *Off Service* HPH.

#### 4.4.1 Analisa Pengaruh *Off Service High Pressure Heater* Terhadap Daya Pembangkit

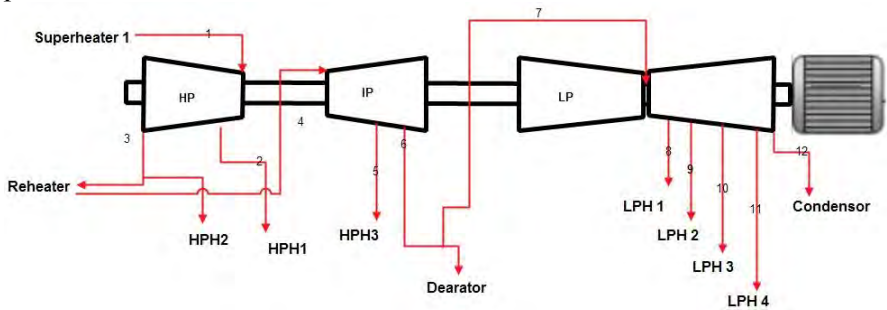


**Gambar 4.5** Pengaruh *Off Service High Pressure Heater* Terhadap Daya Pembangkit.

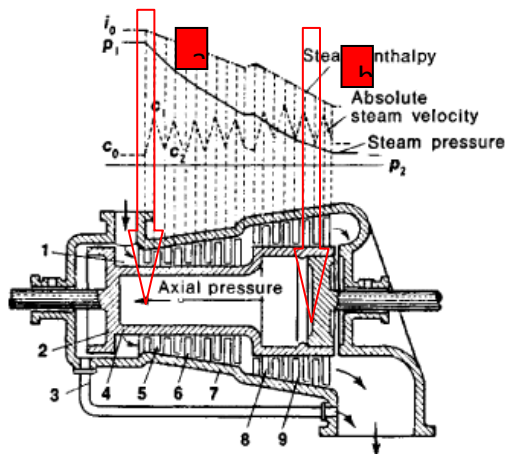
Gambar 4.5 dapat kita diperoleh sebuah tren grafik daya pembangkit netto, nilai daya tersebut diperoleh berdasarkan nilai daya yang dihasilkan oleh tiga tingkatan turbin setelah dikurangi oleh pemakaian sendiri untuk pompa dan kompresor sebagai pendukung system pembangkit tersebut. Data pada gambar 4.5 didapatkan langsung dari *software* Gatecycle dengan mevariasikan kondisi HPH, dengan menjaga kondisi *main steam* tetap sebesar 173,06 kg/s.

Dari gambar tersebut dapat dilihat bahwa tren grafik diawali dengan kondisi aktual pada PLTU PT PJB Gresik Unit 3 adalah dengan daya keluaran terendah dibandingkan dari semua variasi. Kondisi aktual daya yang dihasilkan adalah 200,016 MW. Variasi pertama dengan HPH 1 dalam kondisi *off service*, didapatkan daya sebesar 213, 49 MW. Hal ini terjadi karena daya

untuk memutar turbin berkurang setelah ditambahkan ekstraksi pada HPH1.



**Gambar 4.6** Letak Ekstraksi pada Masing-Masing Turbin



**Gambar 4.7** Distribusi Entalpi dan Tekanan pada Turbin Uap

Pada kondisi variasi pertama kondisi HPH 1 dalam kondisi *off service*, terjadi peningkatan daya sebesar 213,49MW. Terjadi peningkatan daya dari kondisi aktual yang sangat signifikan. Dapat dilihat pada gambar 4.6 yang menunjukkan distribusi entalpi, ketika suatu turbin di ekstraksi pada titik a yang ditunjukkan dengan panah berwarna merah, entalpi pada bagian

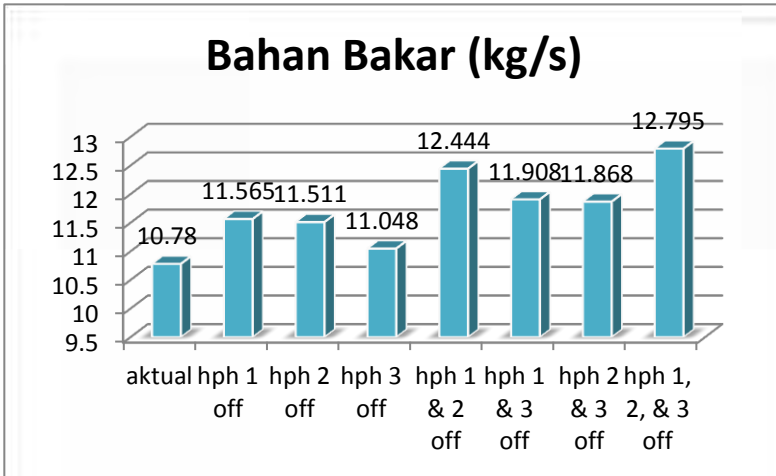
turbin tersebut memiliki nilai yang sangat tinggi yaitu sebesar 3129,26 (kJ/kg). Ketika pada titik a diberikan ekstraksi menuju HPH pertama, entalpi terdistribusi menuju ekstraksi tersebut. Sehingga ketika HPH 1 dalam kondisi *off service* entalpi yang seharusnya menuju HPH, dapat diteruskan untuk memutar sudu sudu turbin untuk menghasilkan daya yang lebih besar pada generator.

Jika dibandingkan dengan kondisi pada variasi pertama, variasi 2 memiliki daya lebih kecil sebesar 211,64 MW. Dimana variasi kedua adalah HPH 2 dalam kondisi *off service*. Jika dilihat pada gambar 4.6 kondisi ekstraksi kedua terletak setelah turbin *high pressure*. Dapat dilihat pada gambar 4.7 jika ekstraksi dilakukan pada titik b, nilai entalpi yang terekstraksi lebih kecil dibanding ketika dilakukan ekstraksi pada titik a yaitu sebesar 3007,44 (kJ/kg). Jadi pengaruh variasi kedua ketika HPH 2 dalam kondisi *off service*, perubahan daya tidak sebesar ketika pada kondisi variasi 1. Hal ini karena nilai ekstraksi pada variasi kedua memiliki nilai entalpi yang tidak begitu besar.

Pada gambar 4.6, ekstraksi untuk HPH 3 terjadi pada turbin IP, dimana nilai entalpi tidak sebesar ketika pada turbin HP yaitu sebesar 3300,32(kJ/kg), hal ini mengakibatkan ketika variasi 3, dimana dengan kondisi HPH 3 dalam kondisi *off service* dilakukan peningkatan daya dari kondisi aktual ketika dibanding dengan variasi pertama tidak begitu besar.

Pada variasi keempat, kelima dan keenam kenaikan daya dibanding kondisi aktual sangat berbeda, jauh lebih tinggi pada kondisi variasi ini. Hal ini dikarenakan pada variasi ini ada dua buah HPH yang dalam kondisi *off service*. Hal ini akan meningkatkan daya yang sangat besar. Begitu juga pada kondisi variasi ketujuh, dimana tiga buah HPH dalam kondisi *off service*. Terjadi kenaikan daya yang begitu signifikan.

#### 4.4.2 Analisa Pengaruh *Off Service High Pressure Heater* Terhadap Bahan Bakar

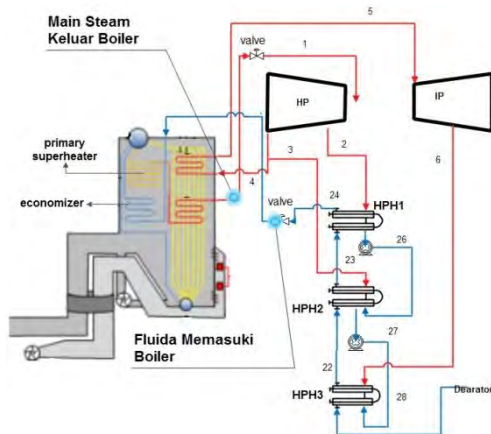


**Gambar 4.8** Pengaruh *Off Service High Pressure Heater* Terhadap Bahan Bakar.

Gambar 4.8 dapat dilihat tren grafik laju bahan bakar pada kondisi aktual dan setiap variasinya. Pada kondisi aktual laju bahan bakar sebesar 10,76(kg/s). Seperti yang disebutkan, pemvariasian ini dilakukan dengan menjaga laju *main steam* dengan entalpi 3394,89 (kJ/kg) sehingga membuat harus merubah jumlah bahan bakar yang digunakan.

Dapat dilihat pada gambar 4.9, adanya HPH berpengaruh terhadap temperatur fluida yang akan memasuki *economizer*, semakin banyak HPH yang merupakan sebuah *heat exchanger*, maka semakin tinggi temperature masuk boiler dalam hal ini adalah *economizer* yang merupakan bagian dari boiler, maka semakin sedikit energi yang dibutuhkan boiler untuk memanaskan fluida menjadi *main steam*. Semakin sedikit energi yang dibutuhkan maka semakin sedikit bahan bakar yang dibutuhkan.





**Gambar 4.9** Skema Pengaruh HPH Terhadap Boiler

Pada kondisi aktual, temperature fluida yang memasuki *economizer* adalah  $275,92^{\circ}\text{C}$  dengan entalpi  $1210,27 \text{ (kJ/kg)}$ . Namun pada variasi pertama, ketika HPH 1 dalam kondisi *off service* terjadi perubahan temperature dan entalpi menjadi  $239,59^{\circ}\text{C}$  dan  $1037,36 \text{ (kJ/kg)}$ . Perubahan ini dikarenakan tidak ada pertukaran temperatur dingin menuju *economizer* dengan steam pada HPH 1 ketika dalam kondisi *off service*. Sehingga mengakibatkan beban dari boiler meningkat untuk meningkatkan entalpi yang sama, dengan menambah bahan bakar menjadi sebesar  $11,565 \text{ (kg/s)}$ .

HPH 1 sangat berpengaruh terhadap perubahan temperatur fluida yang memasuki *economizer*. Karena posisi dari HPH 1 sangat dekat dengan *main steam* maka temperatur hasil ekstraksi yang menuju HPH semakin tinggi. Semakin tinggi temperature ekstraksi temperature pada HPH pertama maka semakin tinggi temperature fluida yang memasuki *economizer*.

Begitu juga terjadi pada variasi kedua ketika HPH 2 dalam kondisi *off service*. Namun perubahan bahan bakar tidak sebesar ketika variasi pertama. Hal ini terjadi seperti yang dijelaskan sebelumnya, pada ekstraksi kedua untuk HPH 2 tidak

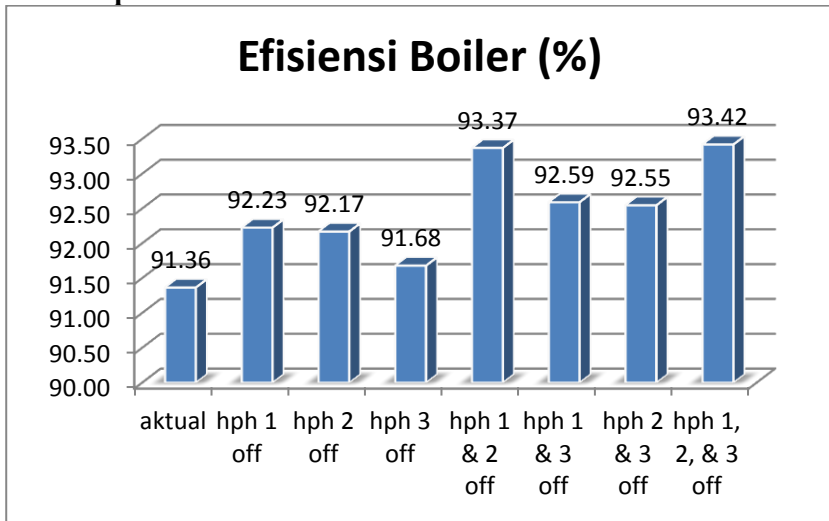
memiliki temperature dan entalpi setinggi pada ekstraksi pertama. Selain itu, dengan tidak adanya HPH 2 tidak begitu berpengaruh karena setelah fluida dingin melewati HPH ketiga, fluida masih akan melewati HPH pertama yang membuat temperatur dan entalpi fluida dingin tidak mengalami penurunan secara signifikan.

Pada variasi ketiga, ketika HPH 3 dalam kondisi *off service* kenaikan jumlah laju bahan bakar dibandingkan dengan kondisi aktual tidak begitu besar dibanding dengan kondisi aktual, yaitu sebesar 11,048 (kg/s). Hal ini terjadi karena temperature dan entalpi fluida dingin yang memasuki *economizer* masih terjaga tinggi seperti kondisi aktual karena adanya HPH 1 dan HPH 2 yang masih dalam kondisi *on service*.

Pada variasi keempat, kelima, dan keenam terjadi perubahan yang terjadi sangat signifikan, karena pada ketiga variasi ini terdapat dua buah HPH dalam kondisi *off service*. Temperatur dan entalpi dari fluida yang akan memasuki *economizer* terjadi penurunan signifikan dibanding kondisi aktual, hal ini karena fluida dingin setelah keluar dari dearator hanya melewati sebuah HPH.

Dapat dilihat pada variasi ketujuh akan terjadi kenaikan jumlah laju bahan bakar yang sangat signifikan, karena pada variasi ketujuh tidak terdapat HPH dalam kondisi *on service*, dengan kata lain setelah keluar dearator fluida dingin langsung menuju *economizer* tanpa melewati HPH sama sekali. Hal ini akan membuat temperature dan entalpi fluida yang memasuki *economizer* sangat rendah, yang kemudian pada proses pembakaran di boiler membutuhkan bahan bakar yang sangat banyak.

#### 4.4.3 Analisa Pengaruh *Off Service High Pressure Heater* Terhadap Efisiensi Boiler



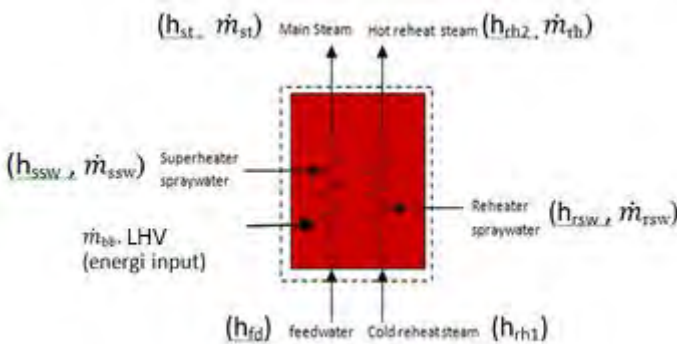
**Gambar 4.10** Pengaruh *Off Service High Pressure Heater* Terhadap Efisiensi Boiler

Gambar 4.10 merupakan gambar grafik efisiensi boiler untuk perbandingan kondisi aktual dan setiap variasi yang dilakukan. Pada kondisi aktual, boiler memiliki efisiensi sebesar 91,36%. Tren grafik menunjukkan bahwa variasi *off service* pada HPH memiliki pengaruh yang berbeda-beda terhadap efisiensi boiler. Sebuah boiler dikatakan baik apabila memiliki efisiensi yang tinggi. Artinya, boiler tidak membutuhkan banyak energi untuk meningkatkan entalpi dari fluida kerja. Perumusan boiler sebagai berikut:

$$\eta_{Boiler} (\%) = \frac{\text{heat output}}{\text{heat input}} \times 100\%$$

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{sh} + \dot{Q}_{rh}}{\dot{m}_{bb} \times \text{LHV}} \times 100\%$$

$$= \frac{[\dot{m}_{st} \cdot (h_{st} - h_{fd}) - (\dot{m}_{ssw} \cdot h_{ssw})] + [\dot{m}_{rh} \cdot (h_{rh2} - h_{rh1})]}{(\dot{m}_{gas} \cdot LHV_{gas})} \times 100\%$$



**Gambar 4.11** Heat Balance Boiler

Seperti perumusan boiler diatas, yang mempengaruhi besarnya efisiensi boiler berdasarkan perubahan propertis ketika dilakukan pemvariasian adalah entalpi dari fluida masuk *economizer* ( $h_{fd}$ ), laju aliran massa menuju reheater ( $\dot{m}_{rh}$ ), dan laju aliran bahan bakar ( $\dot{m}_{gas}$ ).

Pada variasi pertama ketika HPH 1 dalam kondisi *off service*, terjadi peningkatan efisiensi boiler dibandingkan dengan kondisi aktual menjadi sebesar 92,23 %. Terjadi peningkatan efisiensi boiler pada kondisivariasi 1, hal ini terjadi karena nilai entalpi dan laju aliran massa pada fluida kerja yang kan masuk boiler terjadi penurunan, namun terjadi kenaikan pada laju aliran massa fluida yang akan memasuki reheater serta terjadi kenaikan jumlah laju aliran bahan bakar pada boiler. Hal ini membuat terjadi kenaikan nilai efisiensi boiler.

Pada variasi kedua ketika HPH 2 dalam kondisi *off service*, terjadi peningkatan efisiensi boiler dibandingkan dengan kondisi aktual menjadi sebesar 92,17%. Jika dibandingkan dengan variasi pertama, efisiensi boiler pada saat variasi kedua

lebih rendah. Begitu juga pada variasi ketiga ketika HPH 3 dalam kondisi *off service*.

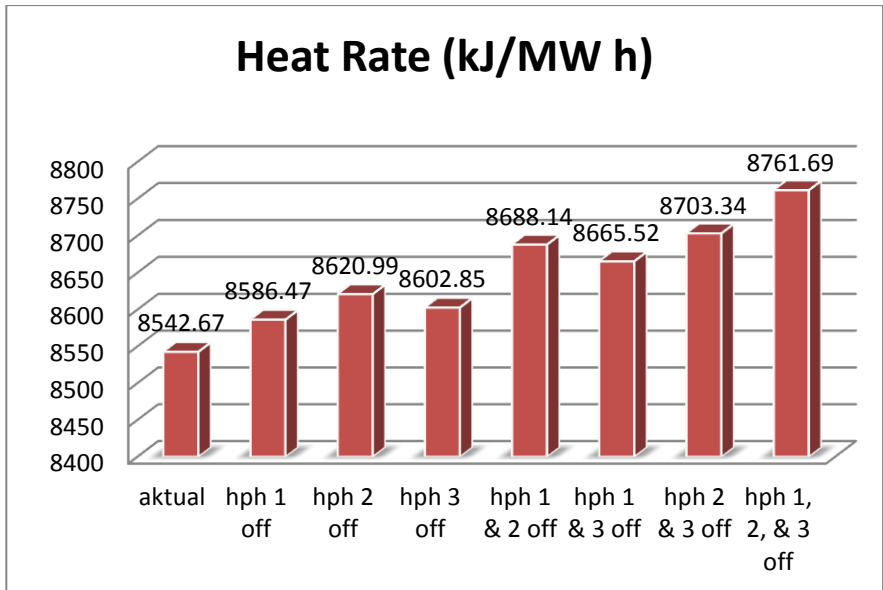
Hal ini mempengaruhi variasi keempat, kelima dan keenam. Pada ketiga variasi ini dapat dilihat peningkatan efisiensi boiler dibandingkan dengan kondisi aktual ada kenaikan yang begitu tinggi, ini dikarenakan pada variasi ini terdapat dua buah HPH dalam kondisi *off service*. Begitu juga pada saat variasi ketujuh dilakukan, boiler memiliki efisiensi tertinggi karena tidak ada HPH dalam kondisi *on service*.

Gambar 4.10, grafik menunjukkan bahwa semakin banyak jumlah HPH maka semakin rendah efisiensi boiler. Hal ini dikarenakan pengaruh jumlah HPH terhadap jumlah laju aliran massa yang menuju reheater. Semakin banyak jumlah HPH dalam kondisi *off service*, maka semakin besar jumlah laju aliran massa pada reheater yang berdampak peningkatan efisiensi boiler

#### **4.4.4 Analisa Pengaruh *Off Service High Pressure Heater Terhadap Heat Rate***

Pada gambar 4.12 digambarkan tren heat rate pada kondisi aktual dan setiap variasi yang dilakukan. Pada kondisi aktual, heat rate sebesar 8542,67(kJ/kW.h). Seperti yang diketahui, semakin rendah *heat rate* pada sebuah pembangkit maka semakin bagus performa pembangkit tersebut. Artinya penggunaan bahan bakar untuk proses pembakaran di boiler terjadi secara efektif dan daya yang dihasilkan optimal ketika nilai *heat rate* rendah. Karena seperti kita ketahui *heat rate* adalah perbandingan antara jumlah bahan bakar dengan daya yang dihasilkan. Perumusan *heat rate* adalah :

$$\text{heat rate} = \frac{\dot{m}_{\text{bahan bakar}} LHV_{\text{bahan bakar}}}{\text{Power Gross}}$$



**Gambar 4.12** Pengaruh *Off Service High Pressure Heater* Terhadap *Heat Rate*

Jika dilihat dari rumus yang ada akan jelas, jika terjadi perubahan daya yang dihasilkan maka akan terjadi perubahan *heat rate*, begitu pula ketika terjadi perubahan laju bahan bakar maka akan terjadi perubahan *heat rate*.

Pada kondisi variasi pertama terjadi sedikit peningkatan yang tidak begitu signifikan dari kondisi aktual. Pada kondisi variasi pertama, ketika HPH 1 dalam kondisi *off service*, seperti yang telah tertera pada grafik pada gambar 4.6 dan gambar 4.9 pada variasi pertama jumlah bahan bakar yang dibutuhkan dan daya yang dihasilkan lebih tinggi dari pada pada kondisi aktual. Hal ini akan berpengaruh terhadap *heat rate* pembangkit. Pada kondisi variasi pertama yang memiliki *heat rate* 8586 kJ/kW.h, daya yang dihasilkan meningkat, namun tak sebanding dengan jumlah kenaikan bahan bakar, ketika kenaikan jumlah bahan

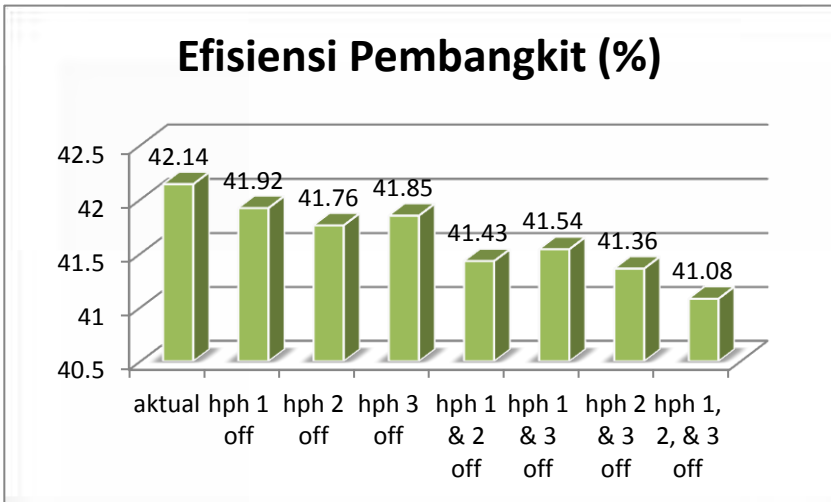
bakar lebih banyak dari pada kenaikan jumlah produksi daya, maka akan mengalami kenaikan heat rate yang berartisebuah kerugian.

Pada kondisi variasi kedua, nilai *heat rate* lebih tinggi dari pada pada variasi pertama. Hal ini terjadi karena kerugian penambahan jumlah bahan bakar jauh lebih besar dibandingkan dengan keuntungan yang diambil dengan kenaikan jumlah daya yang dihasilkan ketika HPH kedua pada kondisi *off service*. Dibandingkan dengan kondisi variasi pertama pada variasi kedua lebih berpengaruh buruk terhadap performa pembangkit.

Tren pada gambar 4.12 menunjukkan bahwa pada variasi ketiga adanya penurunan nilai *heat rate* dibandingkan dengan variasi kedua, hal ini disebabkan ketika HPH 3 yang dalam kondisi *off service* ternyata tidak terlalu berdampak buruk seperti dampak yang diberikan ketika HPH 2 dalam kondisi *off service*. Hal ini dikarenakan saat HPH 3 dalam kondisi *off service* perbandingan peningkatan jumlah bahan bakar dengan peningkatan daya lebih kecil dari pada ketika pada HPH 2 pada kondisi *off service*.

Hal ini mempengaruhi variasi keempat, kelima dan keenam. Pada variasi ini dapat dilihat peningkatan heat rate yang begitu tinggi, dikarenakan pada variasi ini terdapat dua buah HPH dalam kondisi *off service*. Dapat dilihat juga pada variasi ketujuh, dimana semua HPH pada kondisi *off service* mengakibatkan pembangkit memiliki *heat rate* yang sangat tinggi yaitu sebesar 8761,69 kJ/kW.h.

#### 4.4.5 Analisa Pengaruh *Off Service High Pressure Heater* Terhadap Efisiensi Pembangkit



**Gambar 4.13** Pengaruh *Off Service High Pressure Heater* Terhadap Efisiensi Pembangkit

Gambar 4.13 menunjukkan tren penurunan efisiensi pembangkit dari kondisi sebelum dan sesudah dilakukan pemvariasian. Pada kondisi aktual nilai efisiensi pembangkit adalah 42,14 %. Semakin rendah efisiensi pembangkit maka semakin buruk performa pembangkit. Hal ini menunjukkan perbandingan nilai jumlah daya yang dihasilkan dengan jumlah bahan bakar yang masuk. Nilai dari Efisiensi pembangkit sangat erat hubungannya dengan nilai dari *heat rate*, karena nilai efisiensi boiler memiliki rumusan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \text{Efisiensi Pembangkit} &= \frac{1}{\text{heat rate}} \times 100\% \\
 \text{Efisiensi Pembangkit} &= \frac{\text{Power gross}}{\dot{m}_{\text{bahan bakar}} \cdot LHV_{\text{bahan bakar}}} \times 100\%
 \end{aligned}$$



Tren grafik dari kondisi aktual mengalami penurunan hingga pada variasi pertama dan variasi kedua. Hal ini terjadi karena adanya kenaikan jumlah bahan bakar untuk menjaga nilai *main steam* yang sama ketika variasi pertama dan kedua dilakukan. Meski dengan menambahkan bahan bakar untuk mendapatkan nilai *main steam* yang konstan, dapat meningkatkan daya yang dihasilkan, itu tidak berarti selalu terjadi profit. Karena ketika pada variasi pertama dan kedua jumlah bahan bakar yang ditambahkan lebih besar dari peningkatan daya yang dihasilkan, yang mengakibatkan penurunan efisiensi pada pembangkit sehingga terjadi kerugian yang menyebabkan terjadinya penurunan efisiensi pembangkit.

Di grafik nilai efisiensi variasi ketiga dimana HPH 3 dalam kondisi *off service* terjadi peningkatan efisiensi dibanding dengan pada variasi kedua ketika HPH 2 dalam kondisi *off service*. Hal ini terjadi karena ketika variasi ketiga dilakukan jumlah perbandingan daya yang dihasilkan dengan jumlah pemasukan bahan bakar lebih tinggi dibandingkan ketika variasi kedua dilakukan.

Pada variasi selanjutnya, variasi keempat, kelima, dan keenam terjadi penurunan efisiensi yang semakin buruk. Karena pada variasi ini ada dua buah HPH dalam kondisi *off service*. Begitu pula pada variasi ketujuh ketika semua HPH dalam kondisi *off service*. Terjadi penurunan efisiensi boiler yang sangat signifikan dibandingkan dengan kondisi aktual. Dapat disimpulkan dari tren grafik yang ada bahwa semakin banyak jumlah HPH dalam kondisi *off service*, maka semakin buruk efisiensi pembangkit.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Setelah dilakukan pembahasan mengenai keseluruhan hasil simulasi dan perhitungan terhadap pengaruh *off service high pressure heater* terhadap performa pembangkit PLTU PT. PJB Gresik Unit 3 maka dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Semakin banyak jumlah *high pressure heater* dalam kondisi *off service* akan menurunkan efisiensi pembangkit, namun akan meningkatkan efisiensi turbin.
2. Dari ketiga buah *high pressure heater*, yang paling memberikan dampak buruk terhadap performa pembangkit ketika dalam kondisi *off service* adalah *high pressure heater* kedua.

#### **5.2 Saran**

Beberapa saran yang bisa diberikan setelah pelaksanaan tugas akhir antara lain sebagai berikut :

1. Perlunya pengikutsertaan perhitungan *pressure drop* dalam pelaksanaan tugas akhir ini, sehingga dalam perancangan pembangkit listrik tenaga uap nantinya dapat diantisipasi.
2. Dalam perhitungan performa pembangkit dengan acuan pembangkit listrik tenaga uap 200 MW harus memiliki data peralatan pembangkit yang lebih lengkap agar mempermudah permodelan.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

## DAFTAR PUSTAKA

- Albert, Paul. **Steam Turbine Thermal Evaluation and Assessment**. GE Power System Schenectady New York ; 2000.
- ANSI/ASME PTC 6-2004 “Steam Turbines”
- DendiJunaidi, I Made Suardjaja, Tri AgungRohmat. **Kesetimbangan Massa dan Kalor Serta Efisiensi Pembangkit Listrik Tenaga Uap pada Berbagai Perubahan Bebandingan Menvariasikan Jumlah Feedwater Heater**. Seminar Nasional VI SDM Teknologi Nuklir Yogyakarta ; 2010.
- Elwakil, M.Mohamed. **Power Plant Technology**, The McGraw – Hill book company, Singapore, 1984.
- Li, Yong & Wang Chao. **Study on The Effect of Regenerative System on Power Type Relative Internal Efficiency of Nuclear Steam Turbine**. 2012 International Conference on Future Electrical Power and Energy Systems, Energy Procedia 17 (2012) 906-912:2012.
- Moran MJ, Shapiro HN. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. John Wiley & Sons Inc.; 2006.
- Srinivas T., Gupta A. V. S. S. K. S., Reddy B.V. **Generalized Thermodynamic Analysis of Steam Power Cycles with ‘n’ Number of Feedwater Heaters**. International Journal of Thermodynamics, Vol. 10, No. 4, pp 177-185 ; 2007.